热管式太阳能PV/T系统性能研究与优化

陈红兵　张磊　邵宗义　著


机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

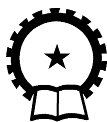


VISIT…

LANZAROTE Caliente.com

热管式太阳能 PV/T 系统性能研究与优化

陈红兵　张　磊　邵宗义　著



机　械　工　业　出　版　社

本书以热管式太阳能 PV/T 热泵系统为研究对象，从实验和模拟两个方面对该系统的性能进行了研究。书中详细介绍了热管式太阳能 PV/T 热泵系统的实验装置，提出了系统的性能评价指标；对该系统在供热和集热两种运行模式，晴天和阴天两种运行工况下进行了实验测试；详细介绍了热管式太阳能 PV/T 热泵系统的数学模型，并用实验数据对模型进行了验证，基于验证过的数学模型分析了太阳辐照强度、室外空气温度和冷凝器入口水温对系统性能的影响，并对系统进行了优化设计和分析；最后，对热管式太阳能 PV/T 热泵系统在北京地区典型建筑中的应用进行了研究，提出了三种可能的运行方案，并通过经济效益和环境效益分析选出了最优方案。

本书介绍的 PV/T 技术实现了太阳能光电光热的综合利用，有效提高了太阳能的综合利用率，为热管式太阳能 PV/T 热泵系统的优化设计提供了重要的参考依据。其研究内容应用于建筑领域，为改善能源短缺的现状，提高人们的生活舒适度和居住条件提供了帮助。

本书可供太阳能利用、建筑节能等相关领域科研工作者和工程技术人员参考，也可作为相关管理人员了解相关知识的参考文献，并可作为培训教材使用。

图书在版编目（CIP）数据

热管式太阳能 PV/T 系统性能研究与优化 / 陈红兵，张磊，邵宗义著．—北京：机械工业出版社，2017.5

ISBN 978-7-111-56749-3

Ⅰ.①热…　Ⅱ.①陈…②张…③邵…　Ⅲ.①太阳能聚热器—研究　Ⅳ.①TK513.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2017）第 084470 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号　邮政编码 100037）
策划编辑：刘　涛　责任编辑：刘　涛　林　辉
责任校对：刘志文　封面设计：路恩中
责任印制：李　飞
北京天时彩色印刷有限公司印刷
2017 年 5 月第 1 版第 1 次印刷
169mm×239mm · 8 印张 · 148 千字
标准书号：ISBN 978-7-111-56749-3
定价：35.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务
服务咨询热线：010-88361066
读者购书热线：010-68326294
010-88379203

网络服务
机 工 官 网：www.cmpbook.com
机 工 官 博：weibo.com/cmp1952
金 书 网：www.golden-book.com
教育服务网：www.cmpedu.com

封面无防伪标均为盗版

前　言

太阳能光伏发电技术是可再生能源利用技术的重要组成部分，光伏发电效率低的问题一直制约着光伏发电技术的发展。研究表明，光伏板的温度会影响其发电效率，光伏电池内阻随光伏板温度的升高而增大，其发电效率就会降低。因此，可以通过降低光伏板的温度来提高光伏发电的效率，同时将热量加以利用。为此本书介绍了一种热管式太阳能 PV/T 热泵系统，把热管式太阳能光伏板（PV 板）用作热泵系统的蒸发器，在降低光伏板温度、提高光伏板发电效率的同时，将 PV 板中的热量加以利用。

本书以热管式太阳能 PV/T 热泵系统为研究对象，从实验和模拟两方面对该系统的性能进行了研究。首先，本书对热管式太阳能 PV/T 热泵系统的实验装置进行了详细介绍，并提出了系统的性能评价指标；其次，对该热泵系统在供热和集热两种运行模式、晴天和阴天两种运行工况下进行了实验测试；然后，详细介绍了热管式太阳能 PV/T 热泵系统的数学模型，并用实验数据对模型进行了验证，基于验证过的数学模型分析了太阳辐射强度、室外空气温度和冷凝器入口水温对系统性能的影响，并对系统进行了优化设计分析；最后，对热管式太阳能 PV/T 热泵系统在北京地区典型建筑中的应用进行了研究，提出了三种可能的运行方案，并通过经济效益和环境效益分析选出了最优方案。

本书介绍的热管式太阳能 PV/T 系统实现了太阳能光电光热的综合利用，有效地提高了太阳能的综合利用率，为热管式太阳能 PV/T 热泵系统的优化设计提供了重要的参考依据。其研究内容应用于建筑领域，为改善能源短缺的现状、提高人们的生活舒适度和居住条件提供了帮助。本书可作为从事相关技术研究的专业技术人员的技术资料，也可作为广大管理人员和科技工作者了解相关知识和提高技术水平的重要参考资料，还可作为相关企业的培训教材使用。

在本书编写过程中，王起、褚赛、栾丹明、李强、牛浩宇和闫晓丽

（排名不分先后）等同志也参加了部分内容的资料收集、整理、组织、编写和审阅工作，在此表示衷心的感谢。

由于作者水平有限，书中难免有错漏之处，恳请读者批评指正。

作　者

目 录

前 言
第 1 章 绪论 …… 1
1.1 研究目的 …… 1
1.2 研究背景 …… 2
1.3 研究意义 …… 3
1.4 PV/T 技术的国内外研究现状 …… 4
1.5 主要研究内容 …… 10
第 2 章 热管式太阳能 PV/T 热水系统的性能测试 …… 12
2.1 实验装置 …… 12
2.2 测量仪器及设备 …… 15
2.3 实验测试及系统性能计算方法 …… 19
2.3.1 实验测试 …… 19
2.3.2 系统性能计算方法 …… 20
2.4 实验结果及分析 …… 22
2.4.1 热管式太阳能 PV/T 热水系统瞬时性能分析 …… 22
2.4.2 系统性能的影响因素分析 …… 26
2.5 本章小结 …… 33
第 3 章 热管式太阳能 PV/T 热泵系统的性能测试 …… 35
3.1 实验装置 …… 35
3.2 测试仪器及系统性能计算方法 …… 37
3.3 实验结果及分析 …… 38
3.3.1 系统供热模式 …… 38
3.3.2 系统集热模式 …… 45
3.4 本章小结 …… 53
第 4 章 热管式太阳能 PV/T 热泵系统的数值模拟 …… 54
4.1 热管式太阳能 PV/T 热水系统模型的建立 …… 54

4.1.1 玻璃板的数学模型 …… 54
4.1.2 光伏板的数学模型 …… 56
4.1.3 铝片的数学模型 …… 58
4.1.4 热管的数学模型 …… 58
4.1.5 联箱的数学模型 …… 61
4.1.6 水箱的数学模型 …… 61
4.1.7 数学模型的离散 …… 61
4.2 热泵系统模型的建立 …… 63
4.2.1 制冷工质状态参数及物性计算 …… 63
4.2.2 冷凝器的数学模型 …… 65
4.2.3 蒸发器的数学模型 …… 70
4.2.4 压缩机的数学模型 …… 70
4.2.5 毛细管的数学模型 …… 72
4.2.6 系统性能的评价 …… 73
4.2.7 数学模型的求解 …… 74
4.3 模拟值与实验值的对比 …… 76
4.4 结果及分析 …… 79
4.4.1 太阳辐射照度对系统性能的影响 …… 80
4.4.2 室外空气温度对系统性能的影响 …… 82
4.4.3 冷凝器入口水温对系统性能的影响 …… 83
4.5 热管式太阳能 PV/T 热泵系统的优化设计 …… 85
4.5.1 压缩机的选取 …… 85
4.5.2 多台集热器的连接 …… 85
4.5.3 光伏电池覆盖率对系统性能的影响 …… 87
4.5.4 背板吸收率对系统性能的影响 …… 88
4.5.5 热管间距对系统性能的影响 …… 90
4.6 本章小结 …… 91
第5章 新型热泵系统应用案例分析 …… 93
5.1 北京地区气候特点及太阳能资源情况 …… 93
5.2 典型建筑概况 …… 94
5.2.1 农村典型住宅建筑 …… 94
5.2.2 建筑热负荷需求分析 …… 96

5. 2. 3　建筑电负荷需求分析 ······ 97
5. 3　全年工况分析 ······ 98
5. 3. 1　太阳辐射量计算 ······ 98
5. 3. 2　系统运行方案设计 ······ 103
5. 3. 3　热电性能分析 ······ 104
5. 3. 4　经济和环境效益分析 ······ 110
5. 4　本章小结 ······ 113
第 6 章　结论与建议 ······ 114
6. 1　结论 ······ 114
6. 2　系统运行策略 ······ 116
6. 3　不足与展望 ······ 116
参考文献 ······ 117

CHAPTER 1

第 1 章　绪　　论

1.1　研究目的

目前，家用太阳能利用技术主要包括太阳能光伏发电技术和太阳能热水技术。太阳能热水技术主要用于家用生活热水，用于建筑热水供暖时，存在出水温度不高、热效率低和稳定性差等问题。太阳能光伏板是太阳能发电的主要装置，它不但可以发电供给建筑用电，而且可以用作建筑的外饰面，与建筑本身形成一体，既实用又美观。但目前太阳能光伏板价格较高，且光电转换效率低。近几年，一些学者提出了光伏/光热（Photovoltaic/Thermal，PV/T）技术，利用空气或水等介质对太阳能光伏板（PV 板）进行冷却，降低光伏板的内阻，以提高发电效率。

本项研究拟在太阳能光伏板的背面安装热管，通过热管把光伏板中的热量输送到联箱的水中，使光伏板冷却以提高发电效率，同时加热循环水。热管式太阳能 PV/T 热水系统与热泵系统相连，可通过热泵将热量提高至较高品位。在非供暖季，当太阳辐射照度足够高时热管式太阳能 PV/T 热水系统能满足生活热水需求，无须运行热泵系统，由热管式太阳能 PV/T 热水系统直接供给热水；当太阳辐射照度偏低时，热管式太阳能 PV/T 热水系统不能满足生活热水的需求，或者在供暖季，热负荷需求较大时，启动热泵系统用于供暖和生活热水。该系统把太阳能发电和热利用集于一体，不仅可

以提供系统和建筑用电，而且可以为建筑供暖和生活热水提供热量，同时可以节省建筑物屋顶的面积。此装置适用于多层建筑或平房，在农村地区具有非常广阔的应用前景，对于一些地处山区、交通不便的村镇，更能体现出光伏光热综合利用的优势。

1.2 研究背景

1. 世界能源危机

美国莱斯大学的 Richard E. Smalley 教授说过，在全球 10 大挑战（能源、纯净水、食物、环境、贫穷、人口膨胀、疾病、教育、恐怖主义和战争）中，能源无疑列在首位。没有足够的能源，人类的一切生产活动都将无法进行。能源是世界各国经济发展、人类生存的重中之重。然而从图 1-1[1] 中可以看出，石油、天然气和煤仍然是当今世界的主要能源消耗，很多学者认为石油、天然气资源将在 2050 年左右消耗用尽[2,3]。

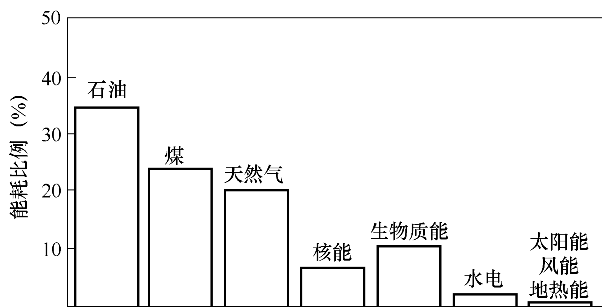


图 1-1 世界能源消耗结构

在我国，经济的快速发展对能源的需求量越来越大，从长久来看能源问题是我国综合国力发展所面临的巨大问题。2011 年的统计表明，我国煤炭、天然气剩余开采时间大约为 30 年，石油的剩余开采时间约为 10 年。开发新能源是我国乃至全世界亟待解决的重大问题。

2. 现有能源的利用造成诸多环境问题

大气污染是我国面临的另一大问题。我国是世界上最大的煤炭生产国和消费国，煤炭约占商品能源消费结构的 76%，大气污染主要是由燃煤造

成的。大气污染程度随着能源消耗的增加而不断加重。每年燃煤造成的 SO_2 和烟尘排放量约占废气排放总量的 70% ～80%，目前已有 62.3% 的城市空气中二氧化硫年平均浓度超过国家环境空气质量二级标准（保障人群在环境中长期暴露不受危害的基本要求），日平均浓度超过三级标准（人群在环境中短期暴露不受急性健康损害的最低要求）。太阳能作为一种清洁、可再生能源，开发利用前景广阔。

3. 太阳能利用率较低

太阳能资源取之不尽、用之不竭，是最为常见的可再生能源。在新能源中太阳能是最具有开发潜力的一种能源，太阳能的主要优点有：储量丰富、处处可见，如果太阳能成为主要的利用能源将有利于缓解运输压力和能源供需矛盾；无污染性，太阳能可以直接转化为电能或者热能，不会产生任何有害的气体或者污染物；廉价，如果将太阳能利用率提至较高的水平，其将成为最廉价清洁的能源[4,5]。

尽管太阳能具有诸多优点，但是到目前为止，太阳能并未能发挥其在能源利用方面的优势。其缺点主要有太阳的辐射能密度很低、受天气条件的影响较大和受季节影响较大等。但目前最主要的劣势在于太阳能利用率较低。太阳能光伏利用可以直接将太阳能转化为电能，是最为直接有效的太阳能利用方式。太阳辐射照射到光伏板上只有一小部分被光伏板吸收并转化为电能，大部分其余的太阳能转化为热能，使光伏板的温度升高，从而导致光伏电池的内阻增大，使发电效率降低。

1.3　研究意义

建立了一种新型的热管式太阳能 PV/T 系统，对这种新型的 PV/T 系统的性能进行研究，分析各种影响因素对系统性能的影响，对优化系统结构、提高系统的性能具有一定的学术研究价值。

本项研究的最终目的是提高 PV/T 系统的太阳能光伏光热利用率。在利用光伏板发电的同时获取较高的热量，并且利用热泵将这部分热量提升至较高的品位，从而加以充分的利用。本研究可以提高太阳能的利用率，从而减少化石能源的利用，缓解能源短缺问题，减少温室气体和污染物的排

放，使能源的消费结构得以优化。

此外，人们对生活舒适度的追求越来越高，用户对建筑服务水平提出了更高要求。尤其是偏远的农村地区，能源短缺比较严重，人们的要求更加迫切。将本书介绍的系统应用于建筑领域，不仅可以提供建筑用电，而且可以提供供暖和生活热水用热，有效地改善了能源短缺的现状，提高人们的生活舒适度，改善居住条件及周边环境。

1.4 PV/T 技术的国内外研究现状

目前，提高光伏板发电效率的方法主要有以下几种：被动冷却型光伏板、水冷型 PV/T 系统、热管式 PV/T 系统、直膨式 PV/T 系统、热管式 PV/T 与热泵混合系统。

1. 被动冷却型光伏板

被动冷却型光伏板是指在光伏板的背面安装散热肋片或者其他散热结构，利用自然通风使光伏板冷却，降低光伏板的温度以提高光伏板的发电效率，参考文献［6-10］对这种结构进行了研究。

孙健、施明恒[6]建立了带有散热翅片的聚光太阳能 PV/T 热电联产系统内部传热过程的一维准稳态数学模型，对传热过程进行了数值模拟，分析了空气质量流速、入射光强度、聚光比、环境温度、上部通道高度及翅片参数对系统的空气温度、电池板温度及系统热、电效率的影响。结果表明：随着入射光强、聚光比的增加，空气出口温度和电池板温度都会增加，系统热电总效率增加；通过增加空气流量可以有效降低电池温度，提高电池的光电转换效率和系统的总能量利用效率；吸热板背面的翅片可以强化通道内空气的传热过程，降低电池板的温度，系统效率可增加约 2%；在相同的光照条件下，入口空气温度越低，上部通道越窄，系统热效率越高。研究结果为聚光太阳能 PV/T 热电联产系统的设计和运行提供了理论依据。

李思琢[10]对自然冷却下光伏板的性能进行了研究。该研究首先搭建了光伏板有肋片和无肋片的对比实验台，并建立一维准稳态数学模型。通过数学模型，该学者分析研究了光伏板倾斜角、周围环境的风速和周围环境的温度对系统电性能的影响规律；然后对系统在一天不同时刻的电性能的

动态特性进行分析，并分析原因；最后分析研究了肋片高度和肋片间距对系统电性能的影响。

2. 水冷型 PV/T 系统

水冷型 PV/T 系统是指在光伏板的背面安装蛇形水流通道或者其他的水流通道，利用水流降低光伏板的温度，并将热量加以利用，参考文献［11-26］对这种结构进行了研究，其中：

荆树春、朱群志等[11]建立了一种铝方管结构的 PV/T 一体化系统，搭建了该系统的实验装置并建立了数学模型。通过实验测试和仿真模拟研究了太阳辐射照度、铝方管结构中的水流量和环境温度对该系统的影响。该系统热效率可以达到 50%，热水的温度可以达到 39℃；对光伏板的热量加以利用的同时，降低了光伏板的温度，提高其发电的效率，并且大幅度降低了 PV/T 系统的自重。

穆志君、关欣等[12]搭建了 PV/T 系统电热性能实验台。该实验是一个对比实验，实验装置是在光伏板的背面加装了流道集热器；对比装置则未在光伏板的背面加装集热器。该实验研究了 PV/T 系统的电效率和系统循环水温度的关系。实验结果表明加装流道集热装置的 PV/T 系统的电效率相比未加装集热装置的系统可以提高 7% 左右。同时该研究还提出了在下午太阳辐射照度减弱，但是光伏板温度却升高的时候，如何保证 PV/T 系统的电效率保持在较高水平的方法。

穆丽娟、朱群志等[13]建立了非晶硅结构 PV/T 系统的实验装置，在该装置非晶硅电池的正面安装了玻璃盖板；同时，在非晶硅电池的背面安装了吸热板和水管。该研究建立了上述实验装置的数学模型。利用热力学第一定律和热力学第二定律对该数学模型进行了分析，首先他们分析了 PV/T 系统的结构对其性能的影响；然后研究了太阳辐射照度、环境风速和工质流量对系统的㶲效率和能量效率的影响。该研究结果表明，非晶硅电池板紧贴集热器结构的效果比电池板作为盖板的效果好；加装玻璃盖板可以大幅度提高系统的性能；并且太阳辐射照度、环境风速和工质流量会对系统产生较大的影响。

崔文智、于松强等[14]将太阳能集热器和光伏电池组合在一起建立了聚光 PV/T 系统，该系统是将蛇形槽道装在光伏板的背面，利用蛇形槽道中的

水流集热。该研究建立上述实验装置的三维稳态模型，然后模拟了系统的传热过程以及流体流动过程。分析了系统性能随着冷却流体质量流量、聚光比、是否加装玻璃盖板以及环境风速的变化的规律。研究表明加装玻璃盖板可以大幅度提高热效率；冷却流体的质量流量对系统的性能影响较小；聚光方法可以显著提高系统性能并降低成本。环境风速和玻璃盖板均会对系统的热效率产生较大的影响，而对电效率影响很小。

Ruobing Liang、Jili Zhang[15]等建立了一种水冷平板 PV/T 结构，他们在光伏板的背面用高导热的粘附层将盘管粘附在光伏组件的背面，盘管中流过冷却水，然后用绝热材料进行填充。该研究分析了太阳辐射照度对系统中的光伏板温度、冷却水出口水温、水箱中水的温度以及系统的热效率和电效率的影响。结果表明高导热性能的粘附层可以显著地降低光伏板的基板温度，提高系统的热效率和电效率。

T. T. Chow[16]基于控制容积有限元法建立了单层玻璃平板水冷型 PV/T 集热器的动态数学模型，他认为之前其他学者建立的准稳态的数学模型不能准确预测 PV/T 集热器工作温度的变化、系统中的热量传递过程和流体的流动特性。通过动态数学模型详细地分析了集热器中不同部件之间的能量传递过程，并得到了系统的瞬时特性。研究表明，该动态模型可以准确地预测系统的动态特性，包括瞬时热功率、瞬时电功率和不同组件的瞬时热性能。

季杰、陆剑平等[17]将单晶硅光伏电池与全铝扁盒式太阳能热水器集热板通过特殊工艺粘结起来，制成了一套自然循环式光电/光热（PV/T）一体化系统，在利用太阳能发电的同时提供热水。于 2004 年 7 ~ 10 月在合肥地区进行了室外实验，测试并讨论了该系统以不同水量和不同初始水温运行时的光电光热性能。结果表明，当 $m/A_c > 80\text{kg/m}^2$ 时，这种 PV/T 热水系统的发电效率在 10.15% 左右，热效率在 50% 左右，光电光热总效率可以达到 60% 左右，光电光热综合性能效率可以达到 70% 左右。相对于单纯的光伏系统或自然循环式太阳能热水系统，这种 PV/T 热水系统具有占地面积小、综合效率高等优点。

刘仙萍、饶政华等[18]建立了太阳能光伏/光热（PV/T）复合集热器的光电与光热耦合能量转换的数值模型，利用 TRNSYS 软件模拟 PV/T 集热器

的光电、光热转换性能，分析结构参数和运行参数对PV/T集热器的能量转换性能的影响。结果表明，减小集热板排管的管间距与管径的比值有利于提高光热与光电转换性能；冷却流体的入口温度对PV/T集热器的性能影响显著，较低的入口流体温度有利于保持更高的光热和光电转换效率。增加冷却流体的入口质量通量可提高光热和光电效率；当入口质量通量增加至6.9g/(s·m^2）时，PV/T集热器的热、电效率分别为66.2%和10.8%，进一步增加入口质量通量对提高光热、光电效率的作用不大。

李光明、刘祖明等[19]为提高PV/T系统太阳能利用率，同时获得可利用的热水和电力，将铝合金背板型单晶硅光伏组件和自行设计制作的不锈钢扁盒式集热板相结合，用导热硅胶加以粘接制成新型光伏/光热（PV/T）一体化复合系统，该系统实现了光伏组件与集热板之间良好的粘接性、绝缘性和热传导，并在昆明地区对系统进行测试，分析了系统在不同水箱水容量及不同天气工况下运行的光电光热性能。结果表明，系统在75kg水箱水容量晴天工况下运行效率更高，系统的平均电效率、热效率、综合效率及综合性能效率分别在14%、37%、51%、70.72%左右，与系统在50kg水箱水容量晴天或75kg水箱水容量多云工况下运行相比，综合性能效率约提高了11.86%或2.09%。与独立的光热或光伏系统相比，具有占地面积小、太阳能利用率高、更经济等优势。

魏潇[20]对两种不同形式蛇管型集热器进行数值模拟，得出了以下结论：①可通过多次水循环来实现在出口处得到较高水温的热水；②竖向弯管式PV/T电池片温度比横向弯管式低，有助于提高电池片的光伏发电效率；③在入口速度相同的情况下，竖向弯管式比横向弯管式PV/T系统的出口速度大，竖向弯管式PV/T系统的流动阻力较小；④与横向弯管式PV/T系统相比，选用竖向弯管式可以减小驱动水泵的功率；⑤选用竖向弯管式，可以减少铜管长度，节省原料。总体来说竖向式的蛇管型集热器设计更为科学合理。

吴婷[21]对水冷型PV/T系统进行了深入的研究。首先指出了水冷型PV/T系统存在的一些问题。然后建立了换热管内换热流体流动的数学模型，分析了影响换热管流体流量分布的主要因素，并对吸热体的最佳长度比进行了研究。最后建立了水冷型PV/T系统围护结构的传热模型，对围护

结构的传热过程进行了详细的分析。

3. 热管式 PV/T 系统

热管式 PV/T 系统是指在光伏板的背面安装热管，利用热管良好的导热性能带走光伏板的热量并加以利用，参考文献［27-36］在该结构方面做了较多的研究，其中：

吴双应、张巧玲等[27]针对热管的高效传热特性和良好的防冻特性，将热管与光伏组件相结合，建立了太阳能光伏电-热一体化系统。该装置在矩形的光伏组件下面布置热管的蒸发段以吸收光伏组件的热量；热管的冷凝段则插入通过冷却水的流道中。他们建立了系统的模型，并对系统的温度场进行了求解。该研究表明，电池板表面列数的增加会增大电池的温度和冷却水的出口温度，对系统的性能产生较大的影响。该种装置的系统中，电效率和热效率最高可以分别达到 7.46% 和 63.2%。

Pei Gang、Fu Huide 等[28]将导热性能较强的热管和太阳能集热器集成于一个单元之中，将光伏板放在特制的铝板上面，然后用绝缘导热硅胶将热管粘附在铝板的背面，并填充保温绝热材料，最后在光伏板的正面安装玻璃盖板；热管的冷凝段插入有冷却水流过的联箱中，水泵提供动力使冷却水在集热器和水箱之间循环。该研究对光伏板、联箱和铝板进行单元的划分，并根据划分的单元格建立了该系统的动态数学模型，该数学模型由各部分的热平衡方程组成。通过实验及数值模拟分析了该系统光伏板温度、热管温度和水箱中水的温度以及系统的得热量、发电量的全天动态变化趋势，并解释了产生这种趋势的原因。

Meysam Moradgholi 等[29]采用热管建立了一种新型的 PV/T 系统，并分别在春季和夏季对该系统进行了实验研究。在春季，光伏板的安装倾角为 30°，平均发电效率为 5.67%，相比传统的 PV/T 系统提高了 16.35%；在夏季，光伏板的安装倾角为 40°，将丙酮作为工作介质，这时系统的平均电效率达到 7.7%，平均热效率为 45.14%。实验证明，加装热管可以使 PV/T 系统具有更高的热效率和电效率。

朱绘娟、裴刚等[30]提出一种新型的热管光伏/光热综合利用系统，该系统可同时产生电能和热能，与传统的水循环 PV/T 系统相比，热管式 PV/T 系统可避免系统在高纬度地区冬季结冻问题，拓展了 PV/T 系统的适用范

围。主要对热管间距分别为80mm和140mm的PV/T系统进行热效率、电效率和光电光热综合效率的实验测试，分析系统在晴朗天气和多云条件下的光电光热性能。实验结果表明热管式PV/T系统的热效率在40%以上，日平均发电效率约10%，系统的综合效率在50%以上，且小管间距（80mm）PV/T系统的光电和光热转换效率比大管间距（140mm）PV/T系统的高，减小热管间距对系统光电性能的影响大于对光热性能的影响。

4. 直膨式PV/T系统

直膨式PV/T系统是指在光伏板的背面安装制冷剂的流通管道，利用制冷剂对光伏板进行冷却，PV/T系统相当于热泵的蒸发器，参考文献［37-43］在这方面进行了研究，其中：

Hongbing Chen、Saffa B. Riffat等[37]在英国诺丁汉大学搭建了混合型PV/T热泵系统实验装置。该装置由光伏板和热泵两个部分组成，光伏板是放在真空管中，用铝片将铜管包裹后将铝片粘附在光伏板的背面，铜管中流过热泵系统中的制冷剂，这相当于热泵系统的蒸发器；热泵系统蒸发器与光伏板结合，冷凝器中的冷却水与冷却风机相连接以保证冷凝器的入口水温恒定。该实验研究在室内进行，用太阳能模拟光源模拟太阳辐射，得到了非常有参考意义的实验数据。研究表明，太阳辐射照度的增强和室外空气温度的升高会使系统的冷凝换热量和COP上升，但是会导致系统电效率的降低；冷凝器入口水温的增加会降低热效率和系统的COP。

裴刚、季杰等[38]还提出了一种太阳能热泵（PV/T-SAHP）系统。这种系统是将平板型光伏板放在铝板上面，铝板的下面布置蛇形铜管，铜管中流体是制冷工质，以上装置组成了系统的集热器同样也是热泵的蒸发器；热泵冷凝器中的冷却水进口温度恒定。他们建立了系统的数学模型，并通过数学模型研究了PV/T蒸发器面积、铜管的管间距、PV/T模块倾斜角和冷凝温度对系统性能的影响。研究表明，该系统的光电光热综合效率可以达到84.7%，发电效率比普通光伏系统提高16.0%，系统的COP提高43.0%；PV/T蒸发器面积、铜管的管间距、PV/T模块倾斜角和冷凝温度会对系统的性能产生一定的影响，不过最佳的结构选择要根据不同的地区而异。

5. 热管式 PV/T 与热泵混合系统

该种结构是指将热管式 PV/T 热水系统与热泵系统联合。Xingxing Zhang 等[44]提出了一种环状热管 PV/T 热泵装置，该装置由光伏板集热器、环状热管和热泵组成；他们将环状热管粘贴在特制的光伏板背面，光伏板顶部的热管冷凝段为三通型液体供给装置，从热管蒸发段吸热后蒸发的工质蒸汽通过该装置的一个分支进入换热器，冷凝成液体之后通过另一分支进入该装置，最后液态工质进入热管的蒸发段，以上的三个部分，包括光伏板、环状热管和换热器共同组成了热泵的蒸发器。而热泵的冷凝装置是将换热盘管直接放在水箱中。该研究建立了上述系统的动态数学模型，包括玻璃盖板、PV 层、金属基板、环状热管、水箱和热泵几个组件的热平衡方程，并用显示格式进行差分求解。其中热泵系统的模型使用了较为简便的数学模型，模拟精度较低。他们通过动态的数学模型，分析了各个组件的温度变化、系统瞬时电功率和热功率的动态变化、系统瞬时 COP 的全天动态变化。

符慧德[45]对光伏-太阳能热泵/热管系统进行了较为深入的研究。首先他搭建了光伏-太阳能热泵/热管系统的实验台，该装置的 PV/T 集热器-蒸发器结构为：特制的光伏板放在金属基板上，基板的背面安装热管的蒸发段，热管的冷凝段插入光伏板顶部的联箱中，联箱中有冷却水通过，联箱与热泵的蒸发段相连接，光伏板的正面安装玻璃盖板。其次他建立了整个系统的数学模型，包括 PV/T 集热器-蒸发器模型和热泵系统的模型，其中 PV/T 集热器-蒸发器模型也是由玻璃板、光伏板、铝板、热管、联箱和水箱六个组件的热平衡方程组成。该研究利用热力学第二能源效率对系统的瞬时特性进行了详细的分析。该研究利用建立的动态数学模型分别分析了 PV/T 集热器-蒸发器中各组件的温度变化、不同管长处的工质干度变化、蒸发器冷凝器的进出口温度变化和压力变化、系统冷凝水温度的变化、系统循环工质的质量流量变化、系统电效率热效率和 COP 的变化等。

1.5 主要研究内容

1）首先搭建了热管式太阳能 PV/T 热水系统的实验装置，并对该系统

进行实验测试，分析了该系统的瞬时性能；然后在不同的工况下进行了实验测试，分析了太阳辐射照度、室外空气温度、联箱的入口水温和系统的循环水流量对系统性能的影响。

2）基于热管式太阳能 PV/T 热水系统的实验装置建立了热管式太阳能 PV/T 热泵系统的实验装置，并在晴天和阴天两种工况下对供热模式和集热模式两种运行模式进行了分析。比较了同一种运行模式在不同工况下热电性能的差异，并分析了在各种模式和工况下热管式太阳能 PV/T 集热器和传统光伏板电性能的差异。

3）建立了热管式太阳能 PV/T 热泵系统在供热模式下的数学模型，利用实验数据对数学模型进行了研究。基于验证过的数学模型分析了太阳辐射照度、室外空气温度和冷凝器入口水温对热管式太阳能 PV/T 热泵系统性能的影响。并对热管式太阳能 PV/T 热泵系统进行了优化，更换了大容量的压缩机，增加了热管式太阳能 PV/T 集热器的数量，并分析了光伏电池覆盖率、背板吸收率和热管间距对系统性能的影响。

4）对热管式太阳能 PV/T 热水系统和热泵系统在北京农村地区典型住宅建筑的应用进行分析，设计三种侧重不同负荷需求的应用方案，分析了全年的运行工况。

CHAPTER 2

第 2 章　热管式太阳能 PV/T 热水系统的性能测试

将热管与光伏板有机结合，建立热管式太阳能 PV/T 热水系统，在利用热管良好的导热性吸收光伏电池的热量、降低光伏电池温度、提高光伏板光电转化效率的同时，可将多余的热量加以利用，提高太阳能综合利用率。热管式太阳能 PV/T 集热器采用间接换热方式，循环水不直接流过光伏电池背板，系统的抗冻性及抗腐蚀性也都大幅度提升。本章基于热管式太阳能 PV/T 热水系统试验台，进行了室外空气温度、太阳辐射照度、循环水流量等因素对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能影响的测试。

2.1　实验装置

热管式太阳能 PV/T 热水系统主要由热管式太阳能 PV/T 集热器、水泵、蒸发侧水箱等组成。其中，热管式太阳能 PV/T 集热器由光伏板、热管、铝片、联箱、保温层等组成。该实验装置的热管式太阳能 PV/T 集热器，是通过对商业化光伏板进行加工得到的。图 2-1 所示为热管式太阳能 PV/T 集热器的断面结构示意图。以英利集团的 YL200P-23b 型光伏板为基础，其光伏电池覆盖率 0.95，尺寸为 1310mm × 990mm，具体参数见表 2-1，背板材料为白色 TPT 板，用导热硅胶将热管的蒸发段粘贴在光伏板的背面。热管式太阳能 PV/T 集热器实物图如图 2-2 所示。为增强传热效果，用薄铝板包卷

热管并粘贴在光伏板背面，保证热管与光伏板和薄铝板的良好接触，减小接触热阻。相邻的两根热管间距为 75mm，热管冷凝端插入联箱内的铜套管中，并在薄铝板外粘贴一层厚度为 30mm 的橡塑海绵保温板。光伏板与离网式逆控一体机相连，以测量其发电量，逆控一体机如图 2-3 所示。热管式太阳能 PV/T 集热器与水泵、蒸发侧水箱相连，构成了热管式太阳能 PV/T 热水系统，如图 2-4 所示。

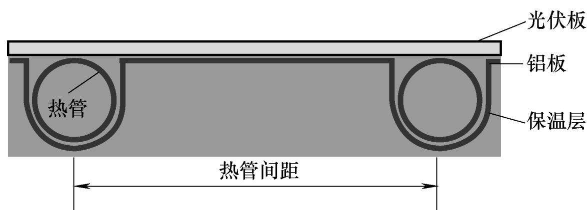


图 2-1　热管式太阳能 PV/T 集热器的断面结构示意图

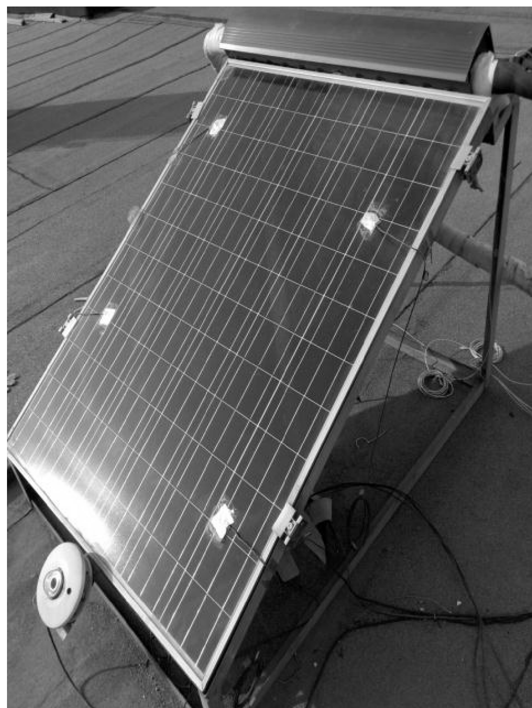


图 2-2　热管式太阳能 PV/T 集热器实物图



图 2-3 逆控一体机

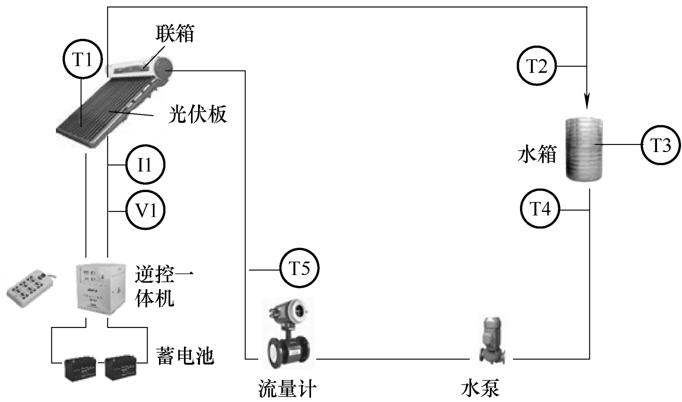


图 2-4 热管式太阳能 PV/T 热水系统示意图

表 2-1 光伏板型号及参数

项 目	参 数
厂家	中国英利能源
型号	YL200P-23b
种类	多晶硅
尺寸（长×宽×高）/(mm×mm×mm)	1310×990×40
开路电压/V	31.0
短路电流/A	8.73
最大功率/W	200
最大功率点电压/V	24.5
最大功率点电流/A	8.15

热管式太阳能 PV/T 集热器中的光伏板将接收到的一部分太阳能转化为电能，通过逆控一体机将电量存储到蓄电池中，其余的大部分太阳能则被光伏板吸收并转化为热能，使光伏板温度升高。热量经过光伏板背板和导热铝片传递给热管蒸发段，热管内的载热液体受热蒸发，向热管冷凝段迁移，并在冷凝段冷凝放热，将热量传递给联箱中的水，最终通过循环水传递到热泵的蒸发器中。

2.2　测量仪器及设备

实验中需要测量的项目包括温度、太阳辐射照度、流量及光伏板输出电量等。

1. 温度测量

本章实验中的温度测量主要由贴片式 Pt100 铂电阻温度传感器以及探针式 Pt100 铂电阻温度传感器来完成，表 2-2 所示为所采用温度传感器的详细参数。图 2-5 所示为 Pt100 铂电阻温度传感器。



图 2-5　Pt100 铂电阻温度传感器

表 2-2 温度传感器的详细参数

项　　目	铂　电　阻
型号	WZP-01
形式	探针式
分度号	Pt100-1/3B
测量范围/℃	-200～450
规格/(mm×mm×mm)	4×30×10000

本实验主要需要测量联箱进出口水温、热管式太阳能 PV/T 集热器表面温度、集热水箱水温及室外空气温度。其中联箱进出口水温的测量采用螺纹式 Pt100 铂电阻温度传感器，进出口各布置一个温度测点。集热水箱水温的测量采用探针式 Pt100 铂电阻温度传感器，按不同高度分层布置 4 个温度测点，水箱水温取 4 个测点的平均值。室外空气温度也采用探针式 Pt100 铂电阻温度传感器进行测量，图 2-6 所示为室外空气温度测点。

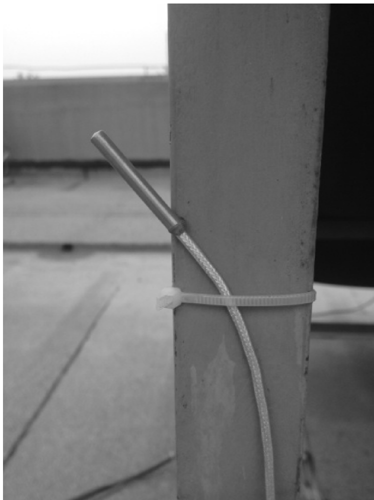


图 2-6　室外空气温度测点

热管式太阳能 PV/T 集热器表面温度的测量则使用贴片式 Pt100 铂电阻温度传感器，以更好地与光伏板表面接触，增加接触面积，使所测得的温度更加接近光伏板表面的实际温度，且安装方便。此外，每个温度测点都

采用铝箔纸粘贴，利用铝箔表面的高反光特性，以减少太阳辐射对温度测量的影响。光伏板表面共有四个温度测点，具体位置如图 2-7 所示。

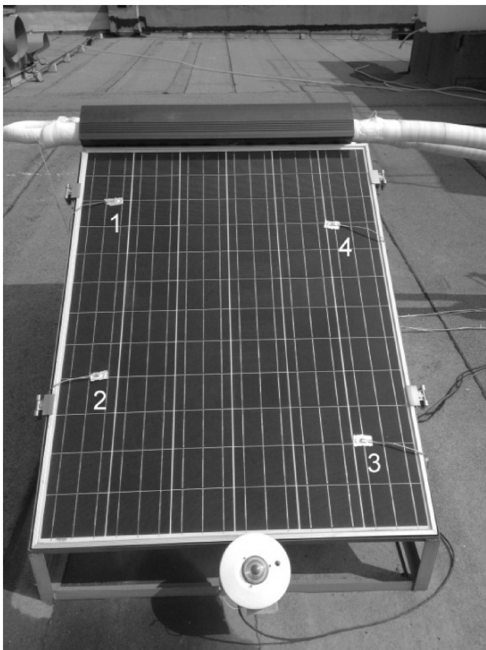


图 2-7 光伏板表面温度测点布置图

2. 流量测量

为保证循环水流量测量的准确性，采用上海横河电机 SE115MM 型电磁流量计进行流量测量，表 2-3 所示为电磁流量计的详细参数。

表 2-3 电磁流量计参数

项目	参数	项目	参数
品牌	上海横河电机	规格	DN15
型号	SE115MM	流速范围/(m/s)	0 ~ 2
连接方式	一体式法兰连接	准确度	±0.5%

3. 太阳辐射照度测量

本实验采用 TBQ-2-B 太阳能总辐射表（也称天空辐射表）来测量太阳总辐射照度，如图 2-8 所示。表 2-4 所示为太阳能总辐射表详细参数。



图 2-8 太阳能总辐射表

表 2-4 太阳能总辐射表详细参数

项 目	参 数	项 目	参 数
光谱范围/nm	280～3000	精度	<5%
测试范围/(W/m^2)	0～2000	分辨率/(MJ/m^2)	0.01
信号输出/mV	0～20	灵敏度/[μV/(W·m)]	7～14

4. 光伏板输出电量的测量

将光伏板电能输出端口与光伏控制逆控一体机相连，在连接线路上安装电流传感器和电压传感器，通过测得的电流、电压值得出光伏板电功率。图 2-9 所示为电流传感器及电压传感器的实物图。



a)



b)

图 2-9 电流传感器及电压传感器
a）电流传感器 b）电压传感器

电流传感器的型号为 WBI022F21，输入信号范围是 AC/DC20A，输出信号为直流电压，范围是 0～5V。电压传感器的型号为 WBV342U01-S，其输入信号范围为 DC0～50V，输出信号同样是直流电压信号，范围是 0～5V。

5. 数据采集设备

本实验中采用 Agilent34972A 数据采集仪对太阳辐射照度、温度、流量和电压等数据进行统一采集，数据采集时间间隔为 2min。图 2-10 所示为数据采集系统。



图 2-10　数据采集系统

2.3　实验测试及系统性能计算方法

2.3.1　实验测试

2014 年 7 月至 2015 年 4 月在北京地区（东经 116.5°，北纬 39.9°）对热管式太阳能 PV/T 热水系统的光电、光热及全天性能进行了测试。其中热管式太阳能 PV/T 集热器的有效集热面积为 1.232m^2，总光伏电池面积为 1.168m^2。实验具体安排如下：

1）2014 年 7 月 23 日至 8 月 17 日，对热管式太阳能 PV/T 热水系统的光电、光热瞬时性能进行了测试。测试方法为：从每天上午 9：00 开始，系统蓄自来水冷水，集热运行 40min，然后更换新的自来水冷水，再集热运行

40min，如此反复换水、集热，直到 15：00。测试期间热管式太阳能 PV/T 集热器安装倾角保持 30°，水箱水量为 100L，测试循环水流量为 2～10L/min。为了保证测试结果的准确性，每次只选取运行 6～10min 的数据进行分析处理。

2）2014 年 3 月、7 月、8 月、12 月，对热管式太阳能 PV/T 热水系统的光电、光热性能进行了测试。实验数据采集从上午 8：00 开始，到16：30 结束。测试期间热管式太阳能 PV/T 集热器安装倾角保持 30°，水箱水量为 120L，测试循环水流量为 2～10L/min。为了保证测试结果的准确性，实验提前 5～20min 开始运行，只选取系统运行稳定后的数据进行分析处理。每次实验结束后，将热水排出，在下次实验前重新补充自来水冷水。

2.3.2 系统性能计算方法

热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的计算方法：

1. 热管式太阳能 PV/T 热水系统瞬时性能计算

（1）热管式太阳能 PV/T 热水系统瞬时集热功率、瞬时集热效率的计算

$$q_{th} = c_w m_w (T_{in} - T_{out}) \tag{2-1}$$

式中 q_{th}——系统瞬时集热功率（W）；

c_w——水的比热容［J/(kg · ℃)］，取 4.2×10^3J/(kg · ℃)；

m_w——集热器循环水质量流量（kg/s）；

T_{in}、T_{out}——联箱换热器进出口水温（℃）。

$$\eta_{th} = \frac{q_{th}}{G A_c} \tag{2-2}$$

式中 η_{th}——系统瞬时集热效率；

G——太阳辐射照度（W/m²）；

A_c——系统集热面积（m²）。

（2）热管式太阳能 PV/T 热水系统瞬时电功率、瞬时电效率的计算

$$q_{pv} = UI \tag{2-3}$$

式中 q_{pv}——系统瞬时电功率（W）；

U——系统瞬时输出电压（V）；

I——系统瞬时输出电流（A）。

$$\eta_{pv} = \frac{q_{pv}}{G A_{pv}} \qquad (2\text{-}4)$$

式中　η_{pv}——系统瞬时电效率；

A_{pv}——集热器光伏电池面积（m^2）。

（3）热管式太阳能 PV/T 热水系统瞬时光电光热总能收益、综合效率计算

$$q_{pvt} = q_{th} + q_{pv} \qquad (2\text{-}5)$$

式中　q_{pvt}——系统瞬时光电光热总能收益（W）。

由于热管式太阳能 PV/T 系统所输出的电和热两种能量的品位不均等，因此，热管式太阳能 PV/T 热水系统瞬时光电光热综合效率按下式[56]计算

$$\eta_{pvt} = \eta_{th} + \gamma\eta_{pv}/\eta_{power} \qquad (2\text{-}6)$$

式中　η_{pvt}——热水系统瞬时光电光热综合效率；

γ——光伏电池的覆盖因子，$\gamma = A_{pv}/A_c$；

η_{power}——常规火电厂的发电效率，取 0.38。

2. 热管式太阳能 PV/T 热水系统集热量及输出电量计算

热功率

$$Q_{th} = \int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} q_{th}\,d\tau \qquad (2\text{-}7)$$

热效率

$$\eta_{th} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} q_{th}\,d\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} G A_c\,d\tau} \qquad (2\text{-}8)$$

电功率

$$Q_{ele} = \int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} q_{pv}\,d\tau \qquad (2\text{-}9)$$

电效率

$$\eta_{ele} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} q_{ele}\,d\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} A_{pv} G\,d\tau} \qquad (2\text{-}10)$$

总能收益

$$Q_{pvt} = \int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} q_{pvt} d\tau \tag{2-11}$$

综合效率

$$\eta_{pvt} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} (q_{th} + q_{ele}/\eta_{power}) d\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} A_c G d\tau} \tag{2-12}$$

2.4 实验结果及分析

2.4.1 热管式太阳能 PV/T 热水系统瞬时性能分析

为了分析热管式太阳能 PV/T 热水系统全天动态特性，选取 2014 年 7 月 25 日（晴天）的运行数据进行分析处理，循环水流量为 5L/min、集热水箱容量为 120L。图 2-11 所示为 2014 年 7 月 25 日太阳辐射照度和室外空气温度全天变化情况，平均太阳辐射照度为 651W/m^2，平均室外空气温度为 35.4℃。

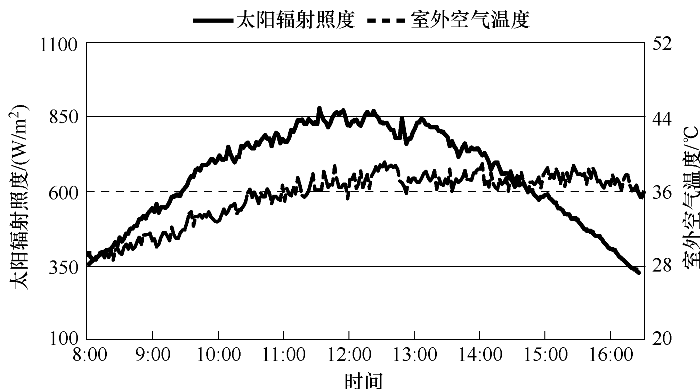


图 2-11 室外气象条件

图 2-12 所示为系统集热水箱水温随时间的变化情况，系统集热水箱初始水温为 22℃，测试结束时为 38℃，水箱水温升高了 16℃，系统总集热量约为 7.94MJ。图 2-13 所示为热管式太阳能 PV/T 热水系统热功率和热效率

随时间的变化情况。从图中可以看出，随着系统的运行，系统热功率和热效率均先逐渐升高，后逐渐下降。从上午 8：00 到 11：00 左右，受太阳辐射照度逐渐升高的影响，系统热功率和热效率也都逐渐升高，分别从初始时的53W 和12.5%升高到313W 和32.3%。午后随着太阳辐射照度的下降，以及循环水水温的升高，热水系统热功率和热效率开始逐渐下降，到16：30测试结束时分别下降到17W 和4.4%。系统全天累积集热量为5.42MJ，较水箱的集热量略小，这是由于没有考虑环境以及水泵加热的影响。

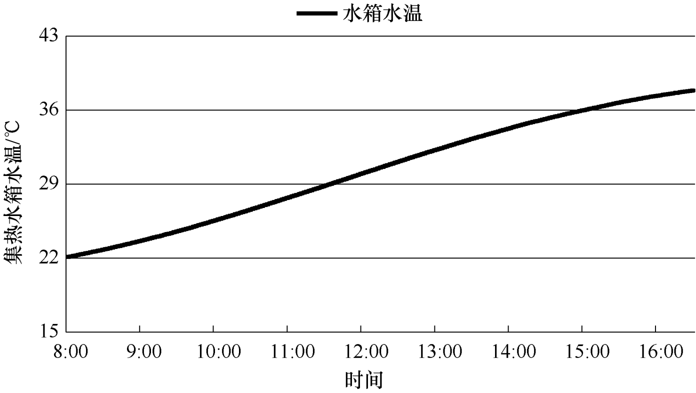


图 2-12　集热水箱水温

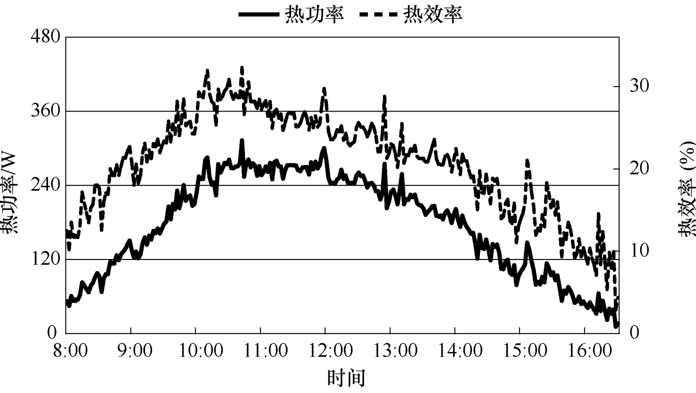


图 2-13　系统热功率和热效率

图 2-14 所示为热管式太阳能 PV/T 热水系统光伏板表面温度、电功率和电效率随时间的变化情况。从图中可以看出，随着系统运行，由于受到太

阳辐射照度变化的影响，光伏板表面温度先逐渐升高，然后逐渐降低。而受光伏板表面温度变化的影响，系统电效率则是先逐渐降低，然后逐渐升高，临近测试结束时受太阳辐射照度快速下降的影响，系统电效率有一定幅度的下降。系统光伏板表面初始温度为 34.8℃，在 12：30 左右达到最高温度 61.8℃，测试结束时温度降为 44.1℃。系统电效率的初始值为 21.1%，12：30 左右降低到最小值 8.9%，随后逐渐升高，在 16：12 左右达到最大值 18.6%，测试结束时有小幅度下降，达到 16.5%。

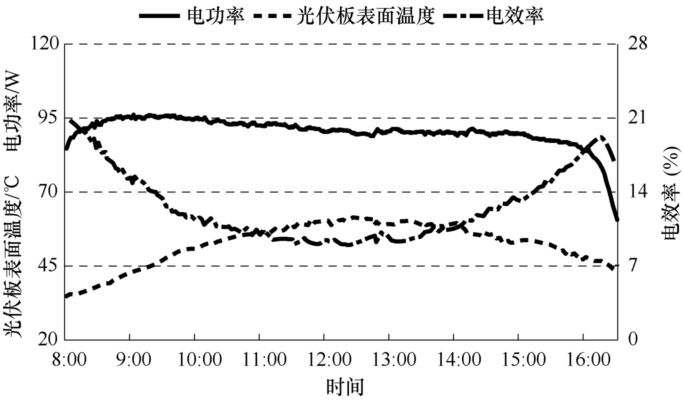


图 2-14　系统光伏板表面温度、电功率和电效率

系统输出电功率先是小幅升高，然后缓慢下降，临近测试结束时下降速度加快，输出电功率在 8：50 左右达到最大值 95.5W，后逐渐下降，到 16：00 左右下降到 83.9W，此后下降速率加快，测试结束时下降到 60.4W。系统全天累积输出电量为 2.77MJ，即 0.77kW·h。

图 2-15 所示为热管式太阳能 PV/T 热水系统光电光热总能收益和综合效率随时间的变化情况。从图中可以看出，随着系统运行，系统光电光热总能收益先从 137W 逐渐升高到 406W，然后逐渐下降到 77W。系统光电光热综合效率则整体呈现先下降后缓慢上升趋势，最高为初始值 65%，最低值为 43%，出现在 13：00 左右，此后缓慢升高，最终达到 54%。

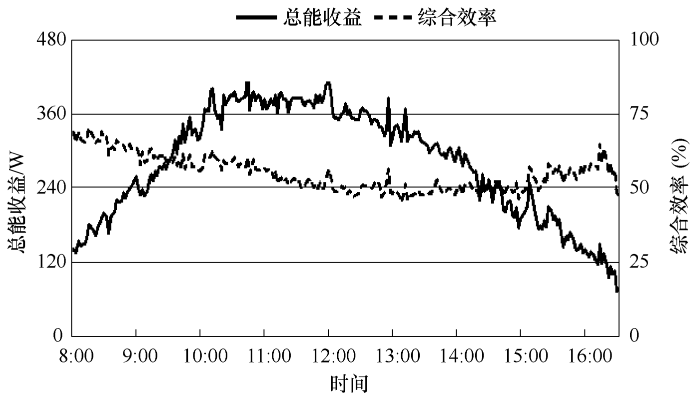


图 2-15　系统光电光热总能收益和综合效率

表 2-5 所示为夏季热管式太阳能 PV/T 热水系统在循环水流量为 6L/min、集热水箱水量为 120L 工况下的测试结果。从表中可以看出，当全天太阳总辐射量为 16.658～22.264MJ/m^{2}时，系统全天总集热量为 7.425～9.026MJ，全天总输出电量为 2.419～2.738MJ，即 0.67～0.76kW·h，系统平均光热效率为 32.9%～36.2%，平均光电效率为 10.4%～14.1%，考虑电、热能量品味差别的系统光电光热综合效率则为 58.9%～71.3%。2011 年 10 月，中国科学技术大学博士符慧德也采用热管式太阳能 PV/T 热水系统进行了全天测试[45]，测试结果显示在水流量为 10L/min，倾角为 32°，全天太阳辐射总量在 13.000～21.677MJ/m^{2}的条件下，热管式太阳能 PV/T 系统平均集热效率为 40.9%～45.8%，平均光电效率为 10.2%～11.2%，考虑电、热能力品味差别的光电光热综合效率为 57.8%～62.8%。其采用的是定制光伏组件，光伏板基板为铝板，热管式太阳能 PV/T 集热器光伏电池覆盖率为 0.57，而本章实验中热管式太阳能 PV/T 集热器所采用的是商业成品光伏板，光伏电池覆盖率接近 0.95。

表 2-5　热管式太阳能 PV/T 热水系统测试结果

日　期	H_T/(MJ/m^2)	T_a/℃	T_{in}/℃	T_{out}/℃	ΔT_w/℃	Q_w/MJ	Q_{pv}/MJ	η_{th}(%)	η_{ele}(%)	η_{pvt}(%)
2014/8/9	16.658	32.3	23.0	37.7	14.7	7.425	2.738	36.2	14.1	71.3
2014/8/11	18.791	35.1	24.8	40.5	15.7	7.895	2.727	34.1	12.4	65.1
2014/8/12	16.994	34.2	24.6	39.3	14.8	7.457	2.419	35.6	12.2	66.0

（续）

日　期	H_T/(MJ/m²)	T_a/℃	T_{in}/℃	T_{out}/℃	ΔT_w/℃	Q_w/MJ	Q_{pv}/MJ	η_{th}(%)	η_{ele}(%)	η_{pvt}(%)
2014/8/26	22.264	34.7	23.7	41.6	17.9	9.026	2.713	32.9	10.4	58.9
2014/8/27	19.353	33.4	23.7	39.3	15.7	7.891	2.632	33.1	11.6	62.1

注：H_T为集热器斜面上月平均辐射量（MJ/m²）；T_a为室外空气温度（℃）；ΔT_w为联箱进出口水温（℃）；Q_w和Q_{pv}分别为系统的全天总集热量和总输出电量（MJ）。

2.4.2　系统性能的影响因素分析

1. 太阳辐射照度对系统性能的影响

为了分析太阳辐射照度对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响，从循环水流量为 8L/min、室外空气温度为（33 ± 3）℃、联箱入口水温为（24 ± 0.5）℃的有效数据中，分别选取太阳辐射照度为 350 ~ 400W/m²、350 ~ 400W/m²、600 ~ 650W/m² 和 700 ~ 750W/m² 内的数据，然后求取各组数据中各项参数的平均值进行分析处理，最终得出太阳辐射照度对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响关系。

图 2-16 所示为太阳辐射照度对系统集热功率和集热效率的影响。从图中可以看出，随着太阳辐射照度的升高，系统集热功率和集热效率也都逐渐升高。当太阳辐射照度从 372W/m² 增大到 729W/m² 时，系统集热功率从 91W 增大到 302W，集热效率则从 19.2% 增大到 32.2%，相当于太阳辐射照度每增大 100W/m²，集热功率和集热效率分别增大 59W 和 3.6%。

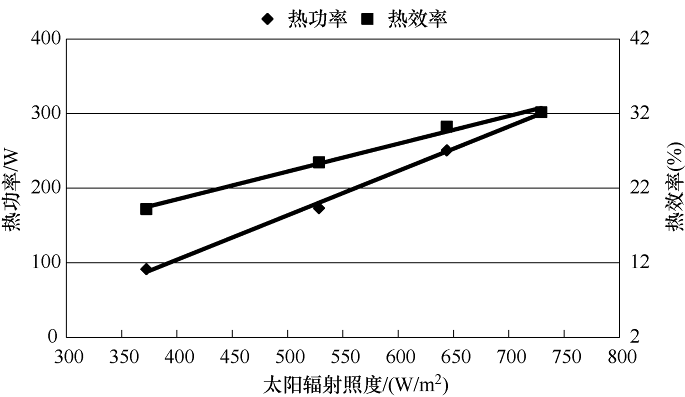


图 2-16　太阳辐射照度与系统集热功率和集热效率的关系

图 2-17 所示为太阳辐射照度对系统光伏板表面温度、电功率和电效率的影响。从图中可以看出，随着太阳辐射照度的增大，光伏板表面温度逐渐升高，而系统电效率逐渐下降，电功率则几乎保持不变。当太阳辐射照度从 372W/m^2 增大到 729W/m^2 时，光伏板表面温度从 38.0℃ 升高到 56.8℃，电效率从 20.6% 下降到 10.7%，电功率则保持在（91 ±2）W。这是由于光伏板表面温度的升高，降低了光伏电池的光电转化效率，而太阳辐射照度的增大则抵消了系统电效率下降带来的影响，使得系统输出电功率基本保持不变。

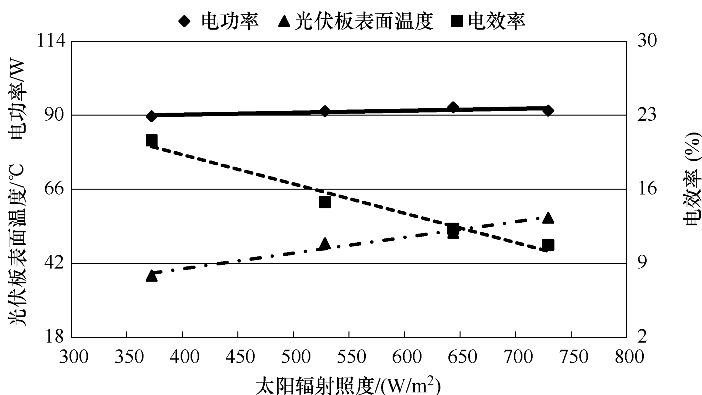


图 2-17　系统光伏板表面温度、电功率和电效率

图 2-18 所示为太阳辐射照度对热管式太阳能 PV/T 热水系统光电光热总能收益和综合效率的影响。从图中可以看出，随着太阳辐射照度的增大，系统光电光热总能收益也逐渐增大，而系统光电光热综合效率则逐渐降低。太阳辐射照度从 372W/m^2 增大到 729W/m^2，系统总能收益从 181W 增大到 394W，综合效率则从 68.5% 下降到 57.8%，相当于太阳辐射照度每增大 100W/m^2，系统总能收益增大 60.0W，综合效率下降 3.0%。

2. 室外空气温度对系统性能的影响

为了分析室外空气温度对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响，从循环水流量为 6L/min、太阳辐射照度为（650 ±50）W/m^2、联箱入口水温为 16 ~17℃的有效数据中，分别选取室外空气温度为 5 ~5.5℃、6.7 ~8.3℃、12.3 ~12.6℃、15 ~15.5℃和 19.7 ~20.3℃内的数据，然后分别求取各组数

据中各项参数的平均值进行分析处理，最终得出室外空气温度对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响关系。

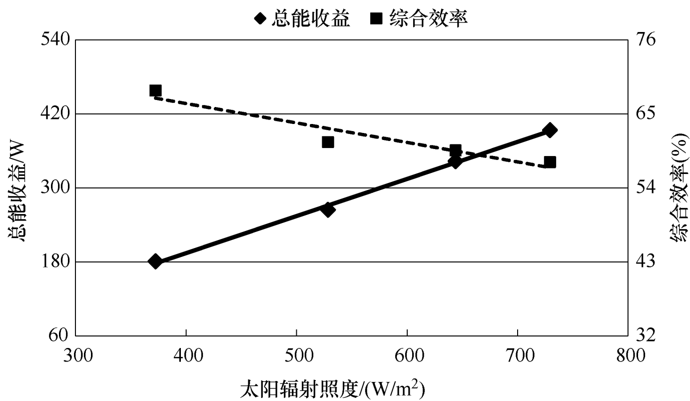


图 2-18 系统光电光热总能收益和综合效率

图 2-19 所示为室外空气温度对热管式太阳能 PV/T 热水系统热功率和热效率的影响。从图中可以看出，随着室外空气温度的升高，系统热功率和热效率也都逐渐增大。室外空气温度从 5.2℃升高到 20.0℃，系统热功率和热效率分别从 79W 和 8.9% 增大到 231W 和 25.8%，相当于室外空气温度每升高 1℃，系统集热功率和集热效率分别增大 10.5W 和 1.2%。

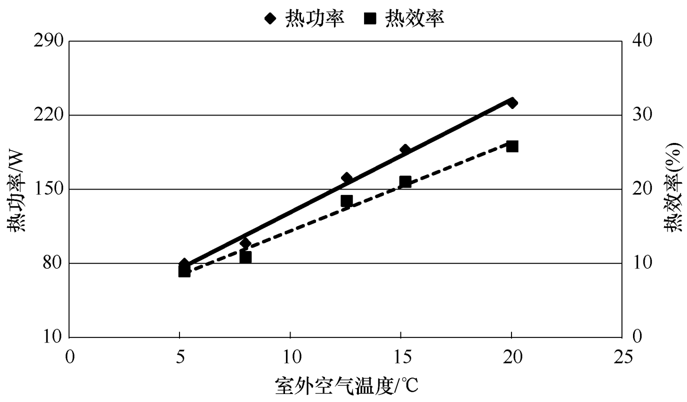


图 2-19 室外空气温度与系统热功率和热效率的关系

图 2-20 所示为室外空气温度对热管式太阳能 PV/T 热水系统光伏板表面温度、电功率和电效率的影响。从图中可以看出，随着室外空气温度的升

高，系统光伏板表面温度也不断升高，而受光伏板表面温度升高的影响，系统电效率和电功率都逐渐降低。室外空气温度从 5. 2℃升高到 20. 0℃，系统光伏板表面温度从 29. 4℃升高到 39. 0℃，电效率和电功率则分别从 12. 5% 和 106W 下降到 11. 8% 和 100W。

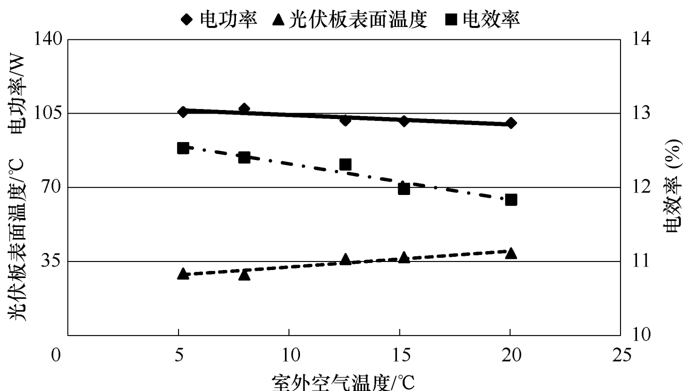


图 2-20　室外空气温度与系统光伏板表面温度、电功率和电效率的关系

图 2-21 所示为室外空气温度对热管式太阳能 PV/T 热水系统光电光热总能收益和综合效率的影响。从图中可以看出，随着室外空气温度的逐渐升高，系统光电光热总能收益和综合效率也都逐渐增大。室外空气温度从 5. 2℃升高到 20. 0℃，系统总能收益从 185W 增大到 332W，综合效率则从 40. 2% 增大到 55. 3% 。

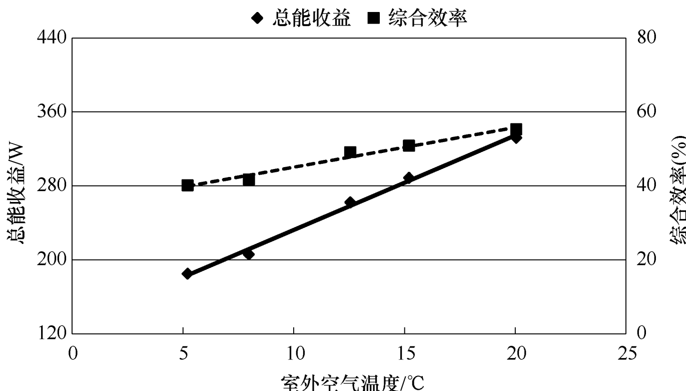


图 2-21　系统光电光热总能收益和综合效率

3. 联箱入口水温对系统性能的影响

为了分析联箱入口水温对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响，从循环水流量为 6L/min、太阳辐射照度为（650 ±30）W/m^2、室外空气温度为(36 ±3)℃的有效数据中，分别选取联箱入口水温为 24 ~24.5℃、29.5 ~30℃、35.5 ~36℃和 38.5 ~39℃内的数据，然后分别求取各组数据中各项参数的平均值进行分析处理，最终得出联箱入口水温对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响关系。

图 2-22 所示为联箱入口水温对热管式太阳能 PV/T 热水系统热功率和热效率的影响。从图中可以看出，随着联箱入口水温的逐渐升高，系统热功率和热效率都逐渐降低。联箱入口水温从 24℃升高到 39℃，系统热功率和热效率分别从 221W 和 26.6% 下降到 17W 和 2.1%，相当于联箱入口水温每升高 1℃，系统热功率和热效率分别下降 14.1W 和 1.6%。

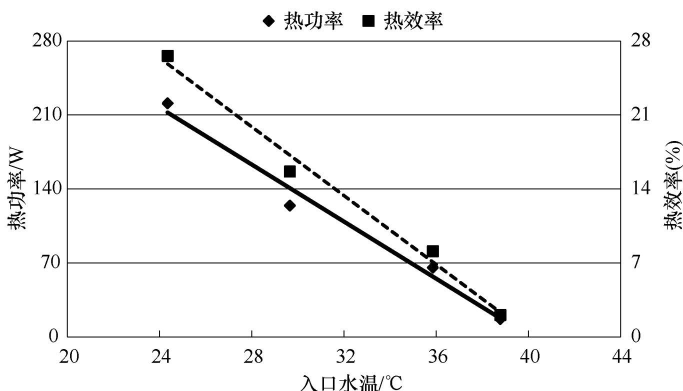


图 2-22　联箱入口水温与系统热功率和热效率的关系

图 2-23 所示为联箱入口水温对热管式太阳能 PV/T 热水系统光伏板表面温度、电功率和电效率的影响。从图中可以看出，由于选取数据的室外气象条件都较为相近，使得联箱入口水温从 24℃升高到 39℃，系统光伏板表面温度几乎保持不变，都在（52 ±2）℃范围内，因此系统电效率和电功率几乎不受联箱换热器入口水温升高的影响，都在 12.0% ±0.3% 和（92 ±2）W 范围内变化。

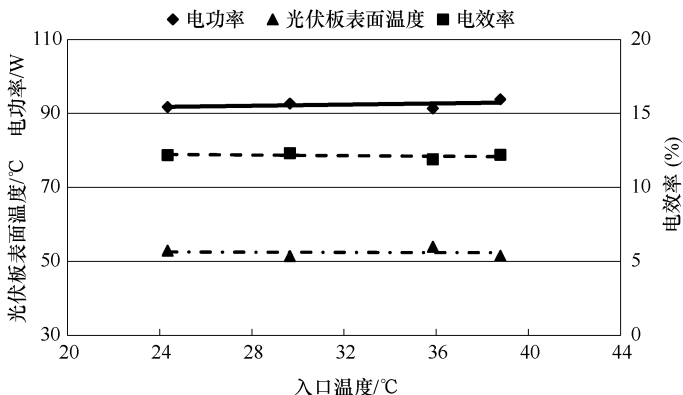


图 2-23　系统光伏板表面温度、电功率和电效率

图 2-24 所示为联箱入口水温对系统光电光热总能收益和综合效率的影响。从图中可以看出，随着联箱入口水温的逐渐升高，系统光电光热总能收益和综合效率都逐渐降低。联箱入口水温从 24℃升高到 39℃，系统光电光热总能收益和综合效率分别从 313W 和 57% 降低到 111W 和 33%，相当于联箱入口水温每升高 1℃，系统光电光热总能收益和综合效率分别降低 13.9W 和 1.7%。

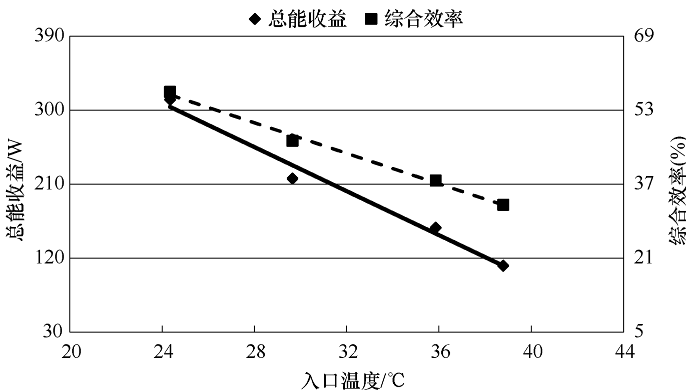


图 2-24　系统光电光热总能收益和综合效率

4. 循环水流量对系统性能的影响

为了分析系统循环水流量对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响，分别从循环水流量为 2L/min、4L/min、6L/min、8L/min、10L/min 的实验

数据中，选取太阳辐射照度为（700 ± 50）W/m²、室外空气温度为 33 ~ 36℃、联箱入口水温为 25 ~25. 5℃的有效数据，然后分别求取各组数据中各项参数的平均值进行分析处理，最终得出循环水流量对热管式太阳能 PV/T 热水系统性能的影响关系。

图 2-25 所示为系统循环水流量对系统热功率和热效率的影响。从图中可以看出，随着系统循环水流量的增大，系统热功率和热效率也都逐渐增大。系统循环水流量从 2L/min 增大到 10L/min，系统热功率和热效率分别从 172W 和 19. 2% 增大到 291W 和 31. 7%，相当于系统循环水流量每增大 1L/min，系统热功率和热效率分别增大 17. 9W 和 1. 6%。

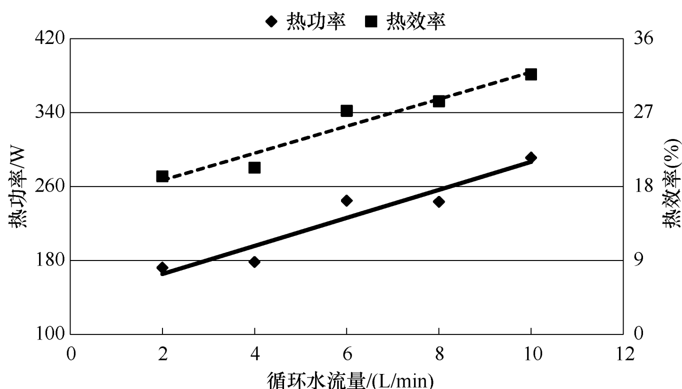


图 2-25 循环水流量与系统热功率和热效率的关系

图 2-26 所示为系统循环水流量对系统光伏板表面温度、电功率和电效率的影响。从图中可以看出，由于所选取数据的室外空气温度和太阳辐射照度都非常相近，使得系统循环水流量从 2L/min 增大到 10L/min，光伏板表面温度几乎保持不变，都在（50 ±2）℃范围内，因此系统光伏板电功率、电效率几乎不受系统循环水流量增大的影响，都在（93 ±3）W 和 11. 5% ± 0. 5% 范围内变化。

图 2-27 所示为循环水流量对系统光电光热总能收益和综合效率的影响。从图中可以看出，随着系统循环水流量的增大，系统光电光热总能收益和综合效率都逐渐增大。循环水流量从 2L/min 增大到 10L/min，系统总能收益和综合效率分别从 266W 和 48. 2% 增大到 386W 和 59. 9%，相当于系统循

环水流量每增大 1L/min，系统总能收益和综合效率分别增大 15W 和 1.5%。

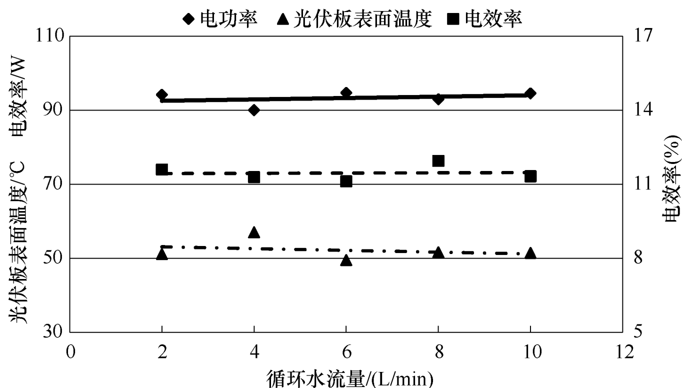


图 2-26　系统光伏板表面温度、电功率和电效率

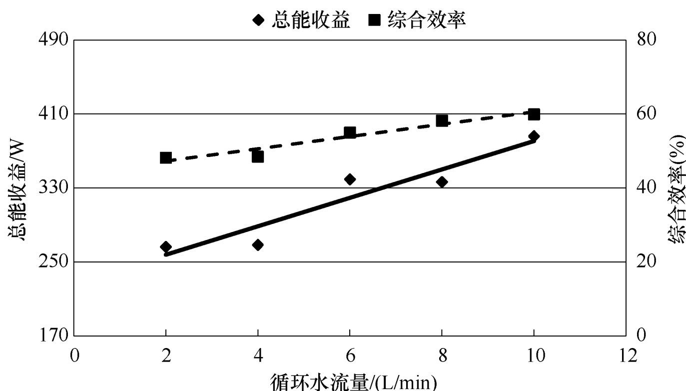


图 2-27　系统光电光热总能收益和综合效率

2.5　本章小结

热管式太阳能 PV/T 热水系统改变了传统 PV/T 热水系统通过直接水冷来获取光伏板背板热量的方式，提高了 PV/T 集热器的抗冻能力，减小了冷却水对光伏板的腐蚀，延长了系统的使用寿命。本章在既有热管式太阳能 PV/T 热水系统实验台的基础上进行了改进，更换了部分实验设备及测试方法，提高了实验测试的准确性及连续性。并且对系统在不同太阳辐射照度、

室外空气温度、联箱入口水温和循环水流量等情况下的光电光热性能进行了实验测试及研究分析，得出结论如下：

1）在夏季全天动态性能测试中，太阳辐射照度对热管式太阳能 PV/T 热水系统的光伏板表面温度、热效率和电效率、热功率和电功率都有明显的影响：在一天当中，热管式太阳能 PV/T 热水系统光伏板表面温度、热功率、热效率等都与太阳辐射照度有着相似的变化趋势。系统输出电效率则受到光伏板表面温度的影响，全天呈现为反抛物线形，只在临近测试结束时有小幅度下降，而系统电功率受电效率变化趋势的影响，全天呈现为趋势向下的“n”字形变化。测试结束时，系统累积集热量为 5.42MJ，累积输出电量为 0.77kW · h。

2）热管式太阳能 PV/T 热水系统具有良好的光电、光热性能。当全天太阳辐射总量在 16.7 ~22.3MJ/m^2时，系统全天总集热量为 7.4 ~9.0MJ，全天总输出电量为 0.67 ~0.76kW · h，系统平均光热效率为 32.9% ~36.2%，平均光电效率为 10.4% ~14.1%，考虑电、热能量品味差别的系统光电光热综合效率为 58.9% ~71.3%。

3）通过求取不同影响因素下有效数据中各项参数的平均值，并分析处理，得出太阳辐射照度、室外空气温度、循环水水温以及流量等因素对热管式太阳能 PV/T 热水系统电性能和热性能的影响：太阳辐射照度从 372W/m^2增大到 729W/m^2，系统集热效率从 19.2% 增大到 32.2%，电效率从 20.6% 下降到 10.7%，但电效率下降同太阳辐射照度增大相抵消，输出电功率保持稳定。室外空气温度从 5.2℃ 升高到 20.0℃，系统热效率从 8.9% 增大到 25.8%，系统电效率从 12.5% 下降到 11.8%。联箱入口水温从 24℃ 升高到 39℃，系统热效率从 26.6% 下降到 2.1%，对电效率几乎没有影响。循环水流量从 2L/min 增大到 10L/min 时，系统热效率从 19.2% 增大到 31.7%，对电效率同样几乎没有影响。

CHAPTER 3

第 3 章　热管式太阳能 PV/T 热泵系统的性能测试

3.1　实验装置

图 3-1 所示为热管式太阳能 PV/T 热泵系统原理图，热管式太阳能 PV/T 热泵系统由热管式太阳能 PV/T 热水系统、热泵系统、冷却水循环系统以及光伏发电系统四部分组成，其中，热管式太阳能 PV/T 热水系统和热泵系统通过蒸发器相连。热泵系统包括蒸发器、冷凝器、压缩机、毛细管、视液镜和温控箱等。冷却水循环系统则由冷凝器、水泵、换热水箱和恒温水浴等组成。为比较热管式太阳能 PV/T 集热器的电性能与传统光伏板电性能的差异，该系统设置了对照组，对照组的光伏板与热管式太阳能 PV/T 集热器中光伏板的型号相同，对照组光伏板背面不加任何装置，同样与逆控一体机相连接。

当热泵系统运行时，低温的制冷剂气液混合物进入蒸发器，吸收循环水传递的热量成为过热制冷剂蒸汽。过热制冷剂蒸汽进入压缩机，被压缩之后压力和温度升高，随后进入冷凝器将热量释放到冷却水中。最后高压液态制冷剂进入毛细管降压变为低温低压制冷剂气液混合物，随后进入蒸发器开始下一次循环。

该实验装置有两种运行模式：供热模式和集热模式。供热模式下，冷

却水从冷凝器中吸收制冷剂的热量之后，进入出口水温恒定的恒温水浴，通过恒温水浴将热量散掉，低温冷却水继续进入冷凝器吸收制冷剂的热量，此时恒温水浴相当于热用户。集热模式运行时，冷凝器出口的高温冷却水在循环水泵的驱动下，进入冷凝侧换热水箱中的盘管，与水箱中的水换热，换热后的低温冷却水进入冷凝器继续吸收热量。

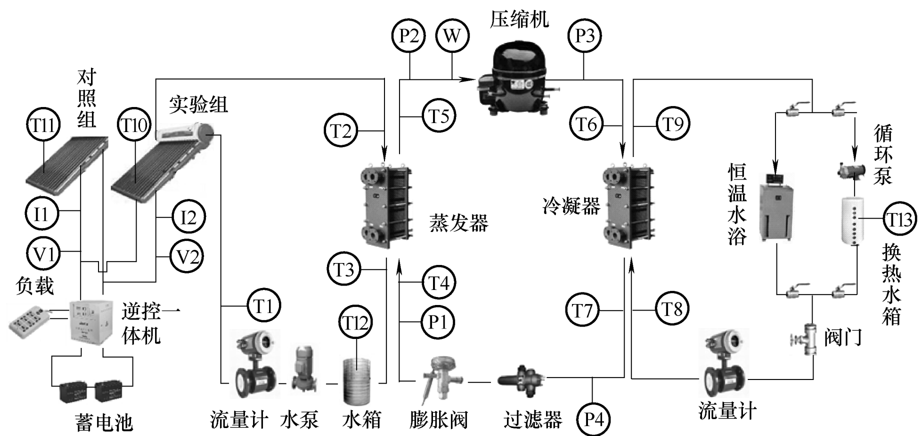


图 3-1　热管式太阳能 PV/T 热泵系统原理图

T—温度测点　P—压力测点　W—功率测点　I—电流测点　V—电压测点

由于热管式太阳能 PV/T 热泵系统实验台是在热管式太阳能 PV/T 热水系统的基础上搭建而成的，使用同一套热管式太阳能 PV/T 集热器，室外部分都相同，图 3-2 所示为热管式太阳能 PV/T 热泵系统实验台室内部分。

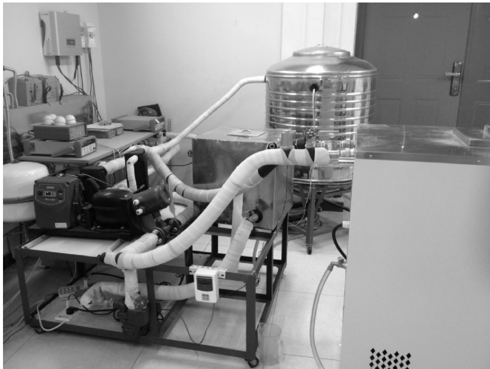


图 3-2　热管式太阳能 PV/T 热泵系统实验台室内部分

3.2　测试仪器及系统性能计算方法

该系统所使用测试仪器如表 3-1 所示。

表 3-1　测试仪器列表

测试仪器	型　　号	数　　量	测试精度等级	安 装 位 置
太阳能辐射仪	TBQ-2-B	1	2.0	光伏板正面
电磁流量计	SE115MM	2	0.5	水泵与联箱之间、恒温水浴与热泵冷凝器之间
铂电阻温度传感器	WZP-01	17	A 级	联箱进出口处、水箱和集热水箱进出口处、水箱和集热水箱中、光伏板表面和冷凝器和蒸发器进出口
电流传感器	WBI022F21	2	1.0	光伏板与逆控一体机之间
电压传感器	WBV342U01-S	2	0.2	光伏板与逆控一体机之间
有功功率传感器	WBP112S41	1	0.5	压缩机
数据采集仪	Agilent34972A	1		室内实验台

对于热管式太阳能 PV/T 热泵系统性能评价的主要指标有：热功率、热效率、电功率、电效率和热泵系统性能系数（COP）等。

热功率

$$Q_{\mathrm{th}} = \int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} m_{\mathrm{w}} c_{\mathrm{w}} (T_{\mathrm{out}} - T_{\mathrm{in}}) \mathrm{d}\tau \tag{3-1}$$

热效率

$$\eta_{\mathrm{th}} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} m_{\mathrm{w}} c_{\mathrm{w}} (T_{\mathrm{out}} - T_{\mathrm{in}}) \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} G A_{\mathrm{c}} \mathrm{d}\tau} \tag{3-2}$$

电功率

$$Q_{\mathrm{ele}} = \int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} U I \gamma \mathrm{d}\tau \tag{3-3}$$

电效率

$$\eta_{\text{ele}} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} UI\mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} A_{\mathrm{c}}\gamma G\mathrm{d}\tau} \tag{3-4}$$

热泵系统性能系数（COP）

$$\mathrm{COP} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} Q_{\mathrm{c}}\mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} N_{\mathrm{com}}\mathrm{d}\tau} \tag{3-5}$$

3.3 实验结果及分析

3.3.1 系统供热模式

利用搭建的热管式太阳能 PV/T 热泵系统，在晴天和阴天两种工况下对供热模式下系统的瞬时性能进行了分析。系统以供热模式运行时，恒温水浴两侧的阀门打开，换热水箱两侧的阀门关闭，冷却水在冷凝器中吸收制冷剂的热量后，进入出口水温恒定的恒温水浴，恒温水浴相当于热用户，将热量消耗掉，冷却水再通过过滤器和流量计，之后进入冷凝器继续吸收制冷剂的热量。

1. 晴天工况性能分析

2016 年 5 月 17 日进行了供热模式下晴天工况的性能测试。当天的气象条件如图 3-3 所示，平均太阳辐射照度为 691W/m^2，平均室外空气温度为 32℃，蒸发侧和冷凝侧循环水流量均为 6L/min，蒸发侧水箱中水的初始温度为 20.8℃，恒温水浴的出口水温设定为 40℃。数据采集工作从 8：30 开始到 16：30 结束，数据采集时间间隔为 2min。

图 3-4 所示为系统的热功率、热效率和蒸发侧水箱中水温的全天变化情况。从图中可以看出，热功率在上午的时候呈现上升的趋势，在下午的时候呈现下降的趋势，与太阳能辐射照度的变化基本相似。热效率一直呈现上升的趋势，蒸发侧水箱中水的温度随时间的推移逐渐下降。热功率的最大值为 452W，出现时间在 12：00 左右，对应的热效率为 42.6%，热功率

的平均值为 294.8W，热效率的平均值为 33.9%。蒸发侧水箱中水的初始温度为 20.8℃，到测试结束时为 14.8℃。热效率在下午太阳辐射降低时仍会上升，主要原因是，下午太阳辐射照度迅速下降，而周围环境的空气温度较高，使集热器的温度保持在较高的水平，同时由于太阳能集热量减少，不能完全满足热泵的需求，热泵从循环水中获取部分热量，导致循环水水温逐渐下降，使循环水与集热器之间的换热温差增大，系统热功率下降的幅度小于太阳辐射照度下降的幅度，从而导致热效率上升。

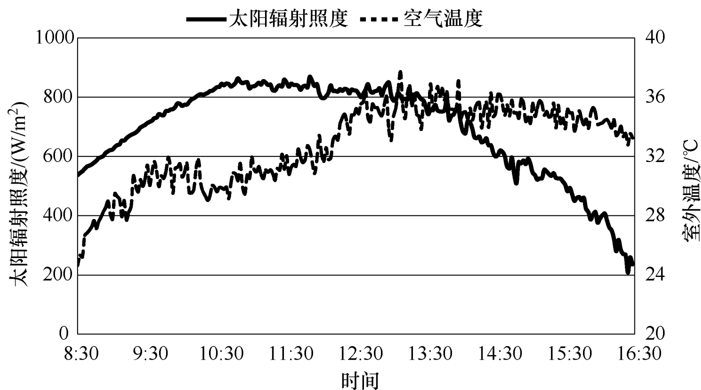


图 3-3　2016 年 5 月 17 日太阳辐射照度和室外空气温度的全天变化情况

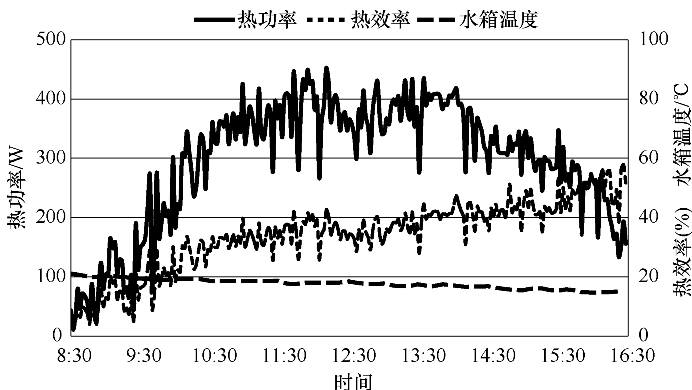


图 3-4　热功率、热效率和蒸发侧水箱中水温的全天变化情况

图 3-5 所示为实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板表面温度全天变化情况的对比。图例中的 con 和 exp 分别代表对照组和实验组。从图中可

以看出，实验组的光伏板表面温度低于对照组的光伏板表面温度，并且实验组的电功率和电效率也均高于对照组。实验组和对照组的电功率都是在上午呈现上升的趋势，中午相对平稳，下午则呈现下降的趋势。实验组的电效率一天之中相对较为平稳，而对照组的电效率则有较大起伏。实验组和对照组电功率的最大值分别为 128. 0W 和 122. 0W，平均值分别为 103. 9W 和 86. 9W；实验组和对照组电效率的最大值分别为 12. 8% 和 11. 4%，平均值分别为 12. 2% 和 9. 7%；实验组和对照组光伏板温度的最大值分别为 51. 6℃和 64. 6℃，平均值分别为 46. 4℃和 53. 6℃。在供热模式晴天工况下，与传统的光伏板相比，热管式太阳能 PV/T 集热器光伏板的电功率和电效率日平均值分别提高了 19. 5% 和 25. 7%，光伏板温度降低了 15. 5%。实验组的电性能明显高于对照组的电性能，其原因是，实验组光伏板背面安装的热管和铝片等装置可以将光伏板的热量及时传递给联箱中的循环水，使光伏板的温度降低，从而使实验组的电性能维持在较低的水平，并且实验组的光伏板温度在一天之中变化较小，所以实验组的电效率在一天之中也较为平稳。

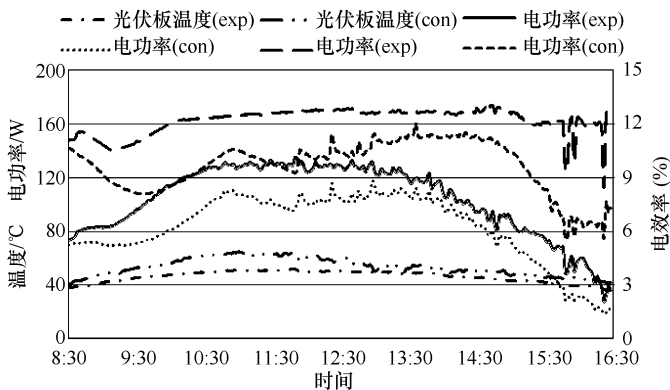


图 3-5 实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板表面温度的全天变化情况

图 3-6 所示为热泵的冷凝换热量、压缩机功率和 COP 的全天变化情况。从图中可以看出，压缩机功率在一天之中的变化较小，一直保持在 460W 左右。冷凝换热量和 COP 在 14：30 之前变化较小，在 14：30 之后略有下降。在 14：30 之前冷凝换热量和 COP 分别保持在 1320W 和 2. 85 左右，到测试

结束时，冷凝换热量和 COP 分别降低到 1260W 和 2.8 左右。冷凝换热量和 COP 在 14：30 之后下降的原因是，下午热效率下降，热管式太阳能 PV/T 集热器不能为热泵提供足够的热量，热泵会从水中吸收热量，使水的温度下降，热泵的蒸发温度也随之下降，所以热泵的冷凝换热量和 COP 呈现下降的趋势。系统 COP 比预期偏小，主要原因是，太阳能光伏板的覆盖率高，超过 90%，而且背板为白色 TPT 板，吸收率低，导致背板的吸热量少，从而降低了系统 COP。通过减小光伏板覆盖率和增加背板吸收率，可以提高系统 COP。

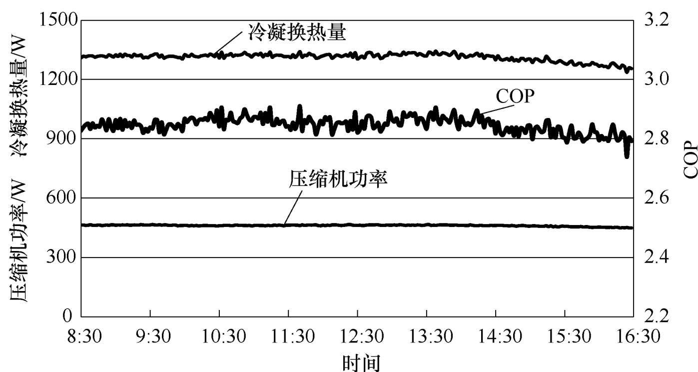


图 3-6　热泵性能的全天变化情况

2. 阴天工况性能分析

2016 年 5 月 23 日进行了供热模式下阴天工况的性能测试。当天的气象条件如图 3-7 所示，平均太阳辐射照度为 189W/m^2，平均室外空气温度为 24.5℃，蒸发侧和冷凝侧循环水流量均为 6L/min；蒸发侧水箱中水的初始温度为 21.1℃，恒温水浴的出口水温设定为 40℃。数据采集工作从 8：30 开始到 16：30 结束，数据采集时间间隔为 2min。

图 3-8 所示为系统的热功率、热效率和蒸发侧水箱中水温在阴天工况下全天变化情况。从图中可以看出，热功率的变化趋势与太阳辐射照度的变化趋势基本相同，在太阳辐射照度突然升高时，热功率也会升高，热效率整体呈现上升的趋势，而蒸发侧水箱中水的平均温度则呈现下降的趋势。热功率的最大值为 210.8W，日平均值为 80.4W；热效率的最大值为

88.7%，日平均值为 36.8%；蒸发侧水箱中水的初始温度为 21.1℃，到测试结束时温度为 10.1℃。图中热效率突然升高到最大值 88.7% 的原因是，热管式太阳能 PV/T 集热器有一定的热容，当太阳辐射照度突然降低时，热管式太阳能 PV/T 集热器仍然具有较高的温度，热功率并未随太阳辐射照度的突然降低而降低，而是有一定的延迟，造成热效率的突然升高。热效率在一天中呈上升的趋势，这是因为阴天时集热器的集热量较少，不能满足热泵的需求，热泵从水中吸收热量，造成水箱中水温持续下降，而水温的下降造成集热器与循环水的换热温差增大，所以热效率呈上升的趋势。

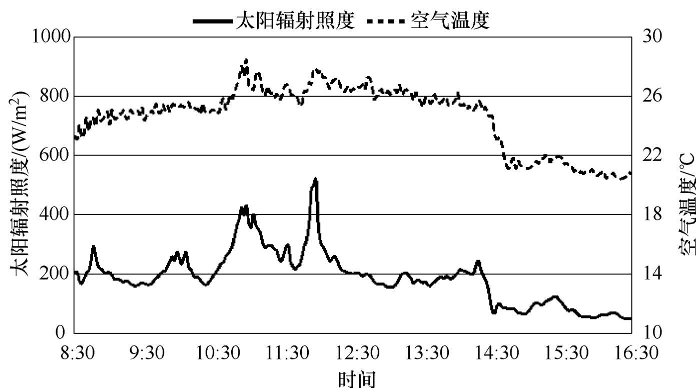


图 3-7　2016 年 5 月 23 日太阳辐射照度和室外空气温度的全天变化情况

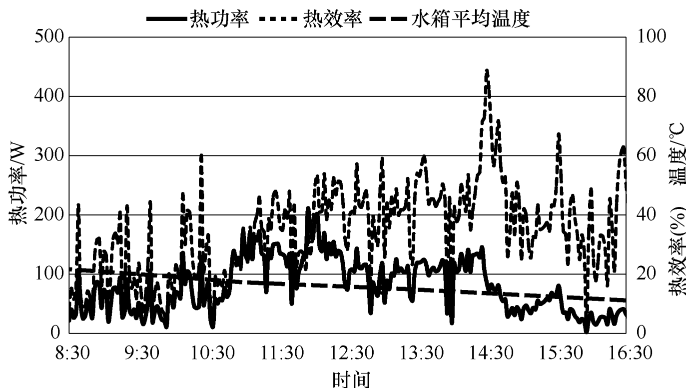


图 3-8　热功率、热效率和蒸发侧水箱中水温的全天变化情况

图 3-9 所示为实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板温度全天变化情况的对比。从图中可以看出，系统的电功率和光伏板表面温度的变化趋势与太阳辐射照度的变化趋势大致相同，而电效率变化趋势较为平缓，并且电效率在太阳辐射照度较高时反而较低。在阴天工况下，实验组电功率的最大值分别为 77. 1W 和 75. 4W，平均值分别为 30. 6W 和 27. 8W；实验组和对照组电效率的最大值分别为 13. 68% 和 13. 65%，平均值分别为 13. 21% 和 12. 25%；实验组和对照组光伏板温度的最高值分别为 34. 6℃ 和 40. 3℃，平均值分别为 26. 5℃ 和 29. 6℃。在供热模式阴天工况下，与传统的光伏板相比，热管式太阳能 PV/T 集热器光伏板的电功率和电效率日平均值分别提高了 10. 1% 和 7. 8%，光伏板温度降低了 11. 6%。在阴天工况下实验组的电性能也明显高于对照组的电性能，其原因也是实验组光伏板背面安装的热管和铝片等装置可以将光伏板的热量及时传递给联箱中的循环水，使光伏板的温度降低，从而使实验组光伏板的电性能维持在较低的水平。

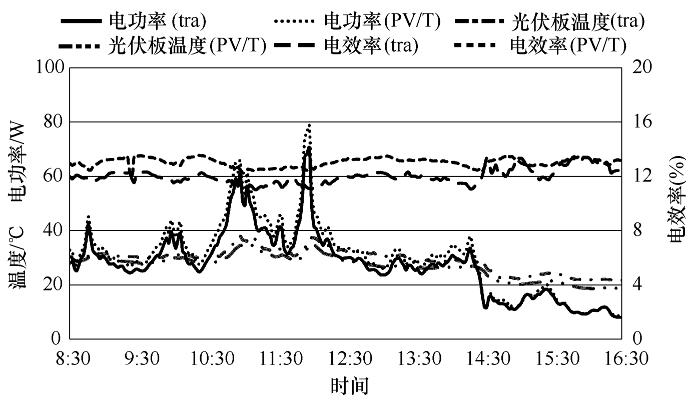


图 3-9　实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板温度的全天变化情况

图 3-10 所示为热泵的冷凝换热量、压缩机功率和 COP 在阴天工况下的全天变化情况。从图中可以看出，热泵的冷凝换热量、压缩机功率和 COP 均呈现下降的趋势。冷凝换热量、压缩机功率和 COP 分别从初始的 1317W、481W 和 2. 78 下降到 1068W、404W 和 2. 64。热泵性能持续下降的原因是，阴天时集热器不能为热泵提供足够的热量，热泵从水中吸收热量，使蒸发侧水箱中水温下降，导致蒸发温度下降，从而使热泵性能下降。

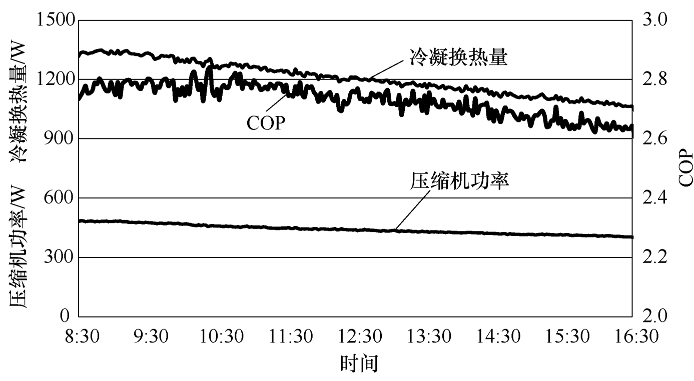


图 3-10 热泵性能在阴天工况下的全天变化情况

3. 晴天和阴天工况的对比

图 3-11 所示为晴天和阴天总热量和电量的对比图。从图中可以看出，晴天工况的集热器总集热量、总发电量和冷凝换热总量均高于阴天工况。晴天时集热器总集热量为 8. 5MJ，总发电量为 0. 83kW · h，冷凝换热总量为 38. 1MJ；阴天时总集热量为 2. 3MJ，总发电量为 0. 25kW · h，冷凝换热总量为 35. 0MJ。冷凝换热总量在晴天和阴天时相差不大，其原因是，阴天时集热器不能提供足够的热量，热泵会从水中吸收较多的热量。

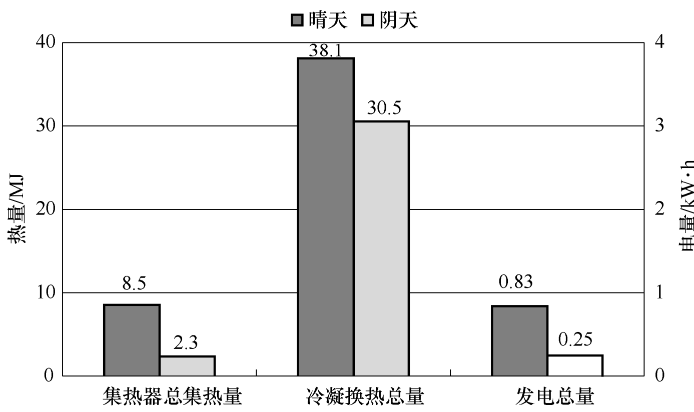


图 3-11 晴天和阴天总热量和电量的对比

图 3-12 为晴天和阴天工况下热效率、电效率和 COP 的对比。从图中可以看出，晴天时的热效率和电效率均低于阴天时的热效率和电效率，但是

晴天时的 COP 要高于阴天时的 COP。晴天时热功率、电功率和 COP 分别为 33.90%、12.20% 和 2.85，阴天时热效率、电效率和 COP 分别为 36.80%、13.21% 和 2.72。阴天时热效率和电效率较高，其原因是，阴天时热管式太阳能 PV/T 集热器的温度较低，光伏电池的内阻较低，所以电效率较高，同时集热器与周围空气之间的热损失减少，所以阴天时热效率较高。晴天时 COP 较高是因为晴天时热功率较高，为热泵提供的热量多，所以热泵的性能较高。

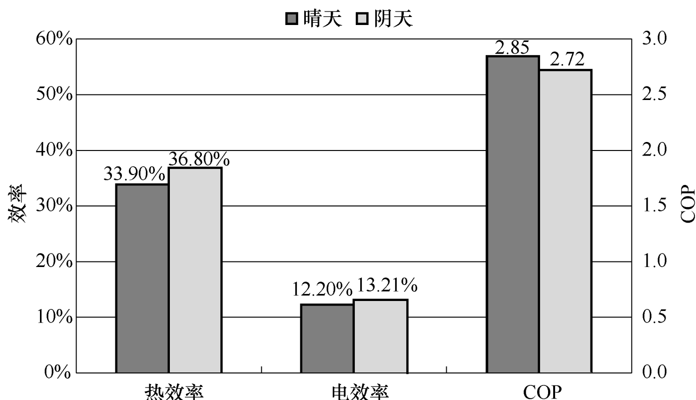


图 3-12　晴天和阴天工况下热效率、电效率和 COP 的对比

3.3.2　系统集热模式

1. 晴天工况性能分析

图 3-13 所示为测试当天太阳辐射照度和室外空气温度的全天变化情况，平均太阳辐射照度为 706.8W/m^2，平均室外空气温度为 30.6℃。蒸发侧和冷凝侧循环水流量均为 6L/min，蒸发侧水箱中水的初始温度为 20.8℃，恒温水浴的出口水温设定为 40℃。数据采集工作从 8：30 开始到 16：30 结束，数据采集时间间隔为 2min。

图 3-14 所示为系统在集热模式晴天工况下的热功率、热效率和蒸发侧水箱中水温的全天变化情况。从图中可以看出，热功率在上午的时候随着太阳辐射照度的增强而上升，下午则随着太阳辐射照度的减弱而降低；热效率在一天之中呈现上升的趋势，并且在上午的时候上升幅度较大，而下

午的时候上升幅度较为缓慢。热功率和热效率的日平均值分别为 230. 6W 和 25. 3% 。热效率在下午并未随太阳辐射照度的减弱而降低，而是缓慢上升，其原因是，下午室外空气温度较高，在 34℃左右，造成集热器与室外空气的热损失减少，使热功率下降的幅度小于太阳辐射下降的幅度。在测试快结束时热效率突然升高，其原因是，此时太阳辐射照度突然降低，热管式太阳能 PV/T 集热器仍然具有较高的温度，热功率并未随太阳辐射照度的突然降低而降低，而是有一定的延迟，造成热效率的突然升高。

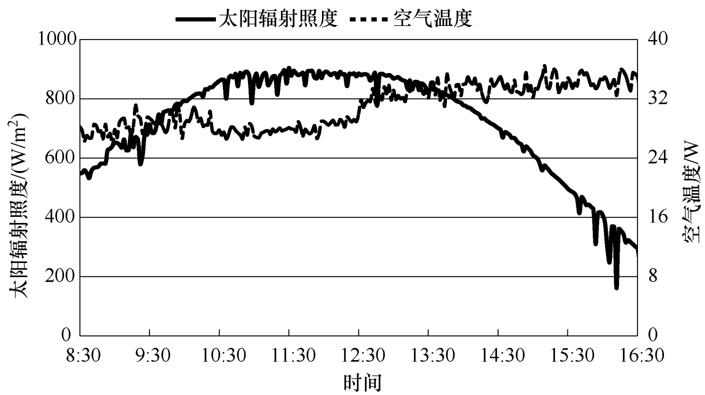


图 3-13　太阳辐射照度和室外空气温度的全天变化情况

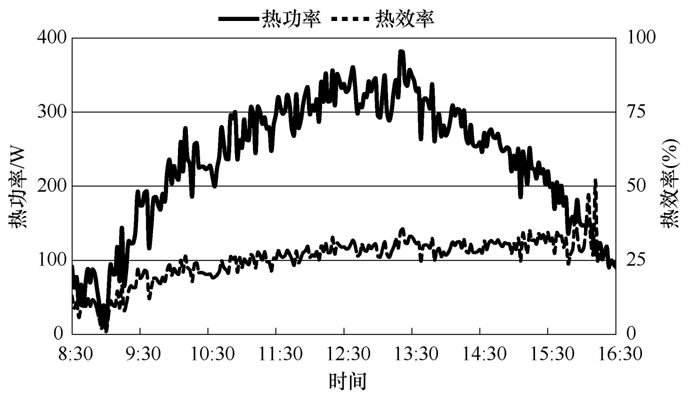


图 3-14　热功率、热效率和蒸发侧水箱中水温的全天变化情况

图 3-15 所示为实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板温度的全天变化情况的对比。从图中可以看出，对照组的光伏板温度高于实验组，并

且实验组的光伏板温度与对照组的光伏板温度相比变化较为平稳。实验组的电性能明显高于对照组的电性能。实验组的电效率在一天之中变化较小，一直保持在较高的水平。实验组和对照组电功率的最大值分别为 148. 2W 和 140. 1W，平均值分别为 112. 9W 和 101. 5W；实验组和对照组电效率的最大值分别为 13. 8% 和 12. 8%，平均值分别为 12. 9% 和 11. 3%；实验组和对照组光伏板温度的最高值分别为 55. 7℃ 和 62. 7℃，平均值分别为 50. 4℃ 和 55. 6℃。集热模式晴天工况下，热管式太阳能 PV/T 集热器光伏板与传统的光伏板相比，光伏板温度降低了 9. 4%，电功率提高了 11. 2%，电效率提高了 14. 2%。实验组和对照组光伏板温度的初始值基本相同，所以测试开始的时候实验组和对照组的电性能基本相同，随着实验的进行，两组光伏板温度的差别发生变化，所以实验组和对照组的电性能也有较大的差别。

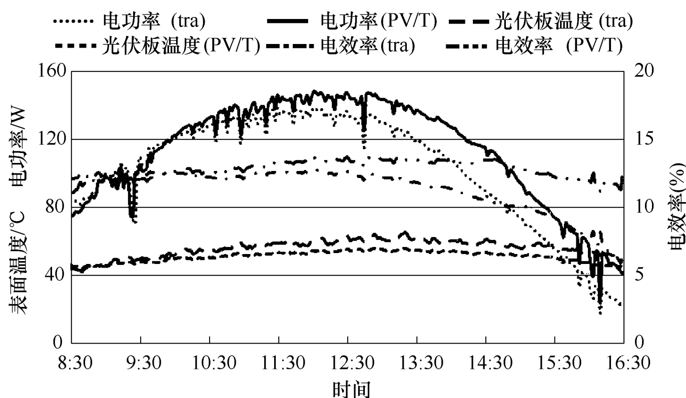


图 3-15　实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板温度的全天变化情况

图 3-16 所示为蒸发侧水箱和冷凝侧水箱中水温的变化情况。蒸发侧水箱的温度先逐渐下降，然后逐渐上升，冷凝侧水箱水的温度则一直呈现上升的趋势。蒸发侧水箱中水的初始温度为 20. 1℃，测试结束时水的温度为 19. 6℃，最低水温为 15. 6℃。冷凝侧水箱中水的初始温度为 26. 3℃，测试结束时水的温度为 73. 5℃。蒸发侧水箱中水温在测试的前半段上升后半段下降的原因是：测试前半段冷凝侧水箱中水温较低，热泵的冷凝温度较低，热泵的性能较高，但是集热器的热量不能满足热泵的需求，热泵从蒸发侧水箱的水中吸收一部分热量，使其温度逐渐降低。测试的后半段，随着冷

凝侧水箱中水温的逐渐上升，热泵的冷凝温度升高，热泵的性能降低，集热器的热量大于热泵的需求，所以蒸发侧水箱中水的温度逐渐升高。

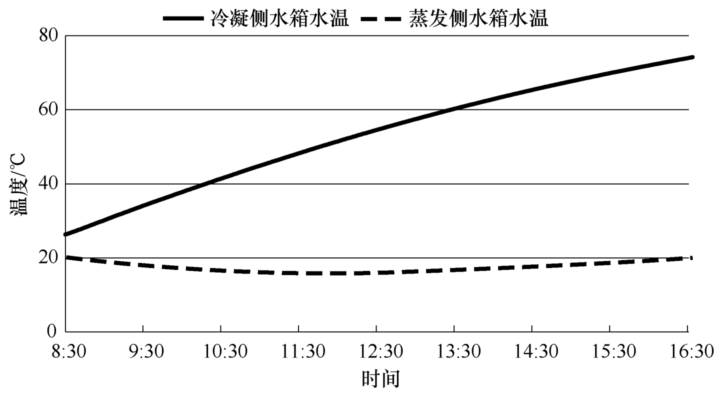


图 3-16　蒸发侧水箱和冷凝侧水箱中水温的变化情况

图 3-17 所示为热泵性能的全天变化情况。从图中可以看出，热泵的冷凝换热量和 COP 逐渐降低，压缩机功率则逐渐升高。冷凝换热量、COP 和压缩机功率的初始值分别为 1232. 6W、2. 80 和 440. 2W。测试结束时，冷凝换热量和 COP 分别下降到 913. 4W 和 1. 27，压缩机功率则上升到 722. 3W。冷凝换热量、压缩机功率和 COP 的平均值分别为 1093. 3W、578W 和 1. 96。热泵性能逐渐下降是因为冷凝侧水箱中水温逐渐上升，热泵的冷凝温度也逐渐上升，造成热泵的性能逐渐下降。

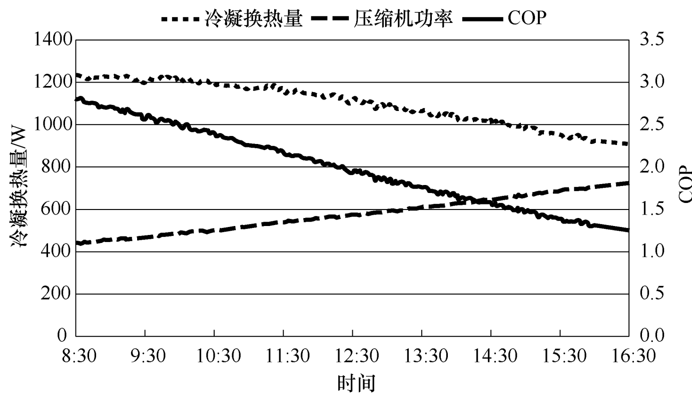


图 3-17　热泵性能的全天变化情况

2. 阴天工况性能分析

图 3-18 所示为测试当天的太阳辐射照度和室外空气温度的全天变化情况，平均太阳辐射照度为 268. 6W/m^2，平均室外空气温度为 31. 2℃。蒸发侧和冷凝侧循环水流量均为 6L/min，蒸发侧水箱中水的初始温度为 21. 3℃，恒温水浴的出口水温设定为 40℃。数据采集工作从 8：30 开始到 16：30 结束，数据采集时间间隔为 2min。

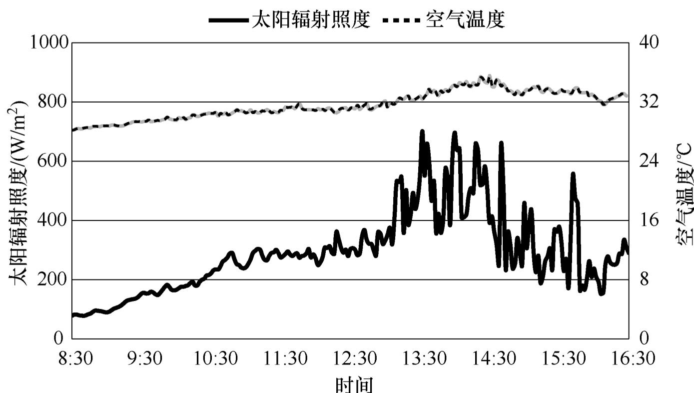


图 3-18　太阳辐射照度和室外空气温度的全天变化情况

图 3-19 所示为系统在集热模式阴天工况下的热功率和热效率的全天变化情况。从图中可以看出，热功率的变化趋势与太阳辐射照度的变化趋势大致相同，呈现先上升、后下降的趋势。热效率虽有起伏，但总体趋势基本不变。热功率的最大值为 308W，出现在 13：30 左右，此时太阳辐射照度也为最大值，热功率的日平均值为 154. 3W；热效率的最大值为 81. 6%，平均值为 41. 7%。阴天时热效率较高，其原因是：太阳辐射照度较低时光伏板的温度较低，热管式太阳能 PV/T 集热器与周围空气之间的热损失较少，使热效率处于较高的水平。

图 3-20 所示为实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板温度的全天变化情况的对比。从图中可以看出，对照组的光伏板温度高于实验组的光伏温度，实验组的电性能明显高于对照组的电性能，实验组和对照组的电效率与光伏板温度呈现相反的变化趋势。实验组和对照组电功率的最大值分别为 101. 5W 和 100. 1W，平均值分别为 44. 6W 和 42. 2W；实验组和对照

组电效率的最大值分别为 14.6% 和 13.6%，平均值分别为 12.8% 和 11.9%；实验组和对照组光伏板温度的最高值分别为 55.7℃和 62.7℃，平均值分别为 40.5℃和 49.4℃。在集热模式阴天工况下热管式太阳能 PV/T 集热器光伏板与传统的光伏板相比，其日平均光伏板温度下降了 18.0%，日平均电功率和电效率分别提高了 5.4% 和 7.0%。实验组和对照组的电性能有明显的差异，其原因是：在实验组中热管、铝片等装置可以将光伏板吸收太阳辐射产生的热量带走，使光伏板的温度处于较低的水平。

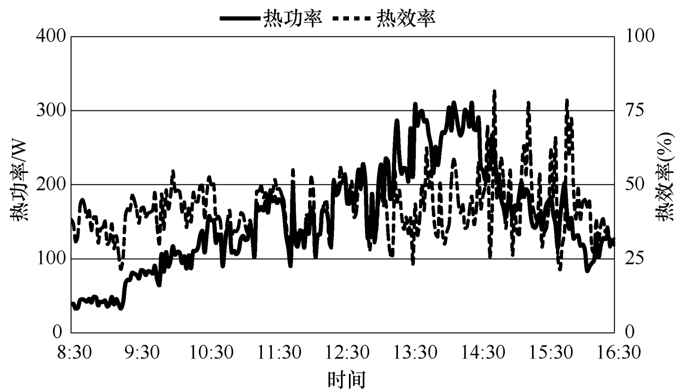


图 3-19　热功率和热效率的全天变化情况

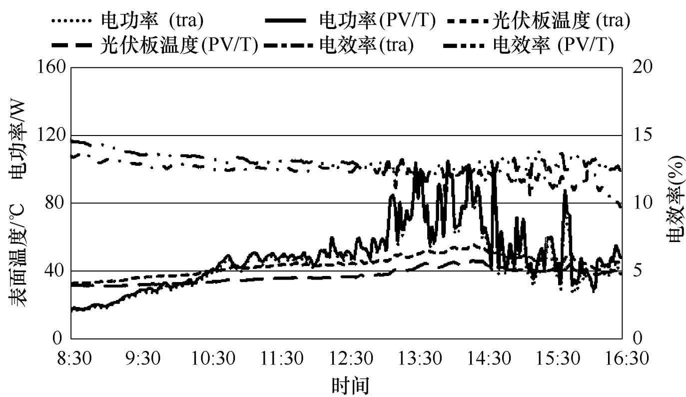


图 3-20　实验组与对照组的电功率、电效率和光伏板温度的全天变化情况

图 3-21 所示为蒸发侧水箱和冷凝侧水箱中水温的变化情况。蒸发侧水箱的温度先逐渐下降，后逐渐上升，冷凝侧水箱水温则一直呈现上升的趋势。蒸发侧水箱中水的初始温度为 21.3℃，测试结束时水的温度为 19.61℃，

最低水温为 13. 2℃；冷凝侧水箱中水的初始温度为 24. 8℃，测试结束时水的温度为 66. 1℃。阴天时冷凝侧水箱中水的最终温度低于晴天时冷凝侧水箱中水的最终温度，其原因是：阴天时太阳辐射较低，系统的热功率较低，使热泵的冷凝换热量减少。

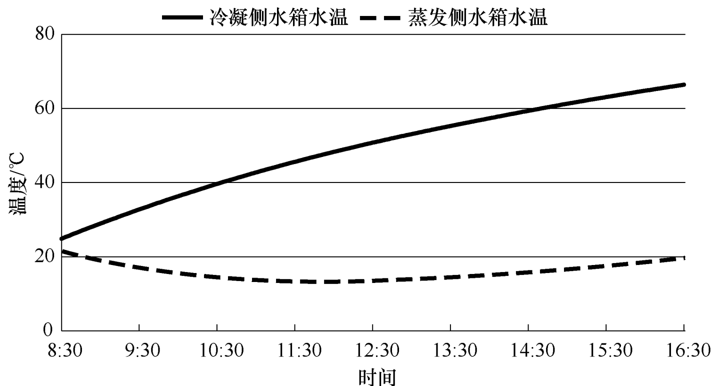


图 3-21　蒸发侧水箱和冷凝侧水箱中水温的变化情况

图 3-22 所示为热泵性能的全天变化情况。从图中可以看出，热泵的冷凝换热量和 COP 逐渐降低，压缩机功率则逐渐升高。冷凝换热量、COP 和压缩机功率的初始值分别为 1225. 7W、2. 74 和 447. 9W；测试结束时，冷凝换热量和 COP 分别下降到 768. 2W 和 1. 05，压缩机功率则上升到 730. 1W。冷凝换热量、压缩机功率和 COP 的平均值分别为 950. 2W、55. 91W 和 1. 77。阴天时热泵的性能低于晴天时热泵的性能，这也是由于阴天时系统的热功率低于晴天时系统的热功率。

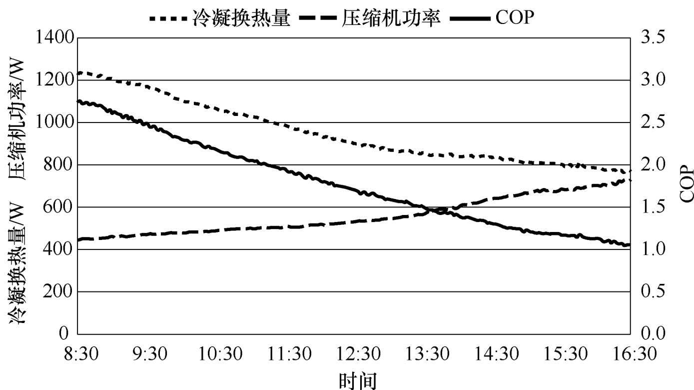


图 3-22　热泵性能的全天变化情况

3. 晴天和阴天工况的对比

图 3-23 所示为晴天和阴天总集热量和总发电量的对比。从图中可以看出，晴天工况的集热器总集热量、总发电量和冷凝换热总量均高于阴天工况。晴天时集热器总集热量为 6.8MJ，总发电量为 0.92kW · h，冷凝换热总量为 31.6MJ；阴天时总集热量为 4.4MJ，总发电量为 0.36kW · h，冷凝换热总量为 27.3MJ。冷凝换热总量在晴天和阴天时相差不大，其原因是：阴天时集热器不能提供足够的热量，热泵会从水中吸收较多的热量。

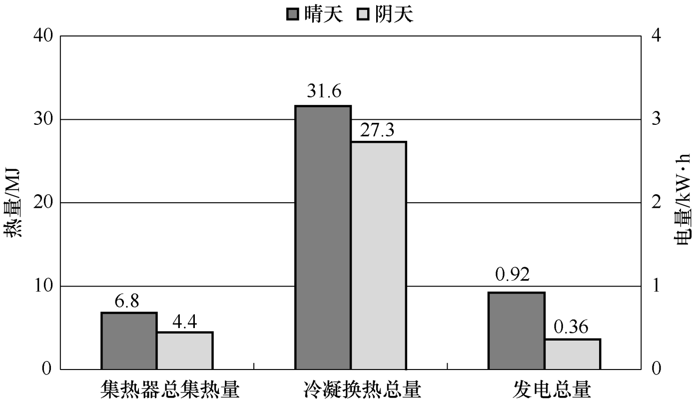


图 3-23　晴天和阴天总集热量和总发电量的对比

图 3-24 所示为晴天和阴天工况热效率、电效率和 COP 的对比。从图中可以看出，晴天时的热效率和电效率均低于阴天时的热效率和电效率，但是晴天时的 COP 要高于阴天时的 COP。晴天时热功率、电功率和 COP 分别为 32.50%、12.10% 和 1.97，阴天时热效率、电效率和 COP 分别为 41.70%、12.75% 和 1.77。阴天时热效率和电效率较高，其原因是：阴天时热管式太阳能 PV/T 集热器的温度较低，光伏电池的内阻较低，所以电效率较高，同时热管式太阳能 PV/T 集热器与周围空气之间的热损失减少，所以阴天时热效率较高。晴天时 COP 较高是因为晴天时热功率较高，为热泵提供的热量多，所以热泵的性能较高。

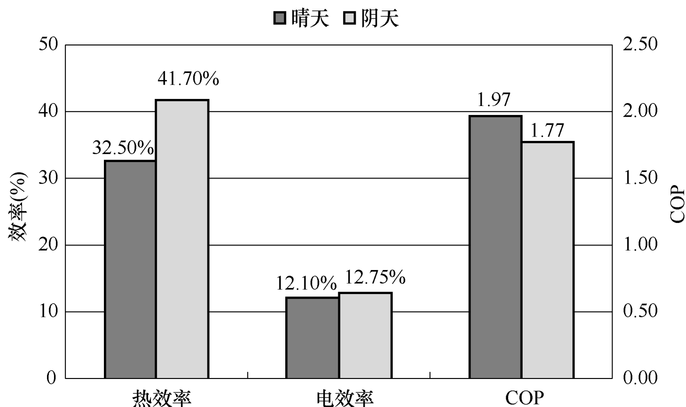


图 3-24　晴天和阴天工况热效率、电效率和 COP

3.4　本章小结

本章首先介绍了热管式太阳能 PV/T 热泵系统的实验装置，然后分别在晴天和阴天工况下对供热模式和集热模式进行了实验研究。研究表明：在供热模式和集热模式下，晴天工况比阴天工况具有更高的热功率、电功率、冷凝换热量和 COP，但是热效率和电效率较低；在集热模式下，晴天工况冷凝侧水箱中水的最终温度高于阴天工况；实验组的电性能在任何情况下都高于对照组的电性能。

CHAPTER 4

第 4 章　热管式太阳能 PV/T 热泵系统的数值模拟

4.1　热管式太阳能 PV/T 热水系统模型的建立

热管式太阳能 PV/T 热水系统数学模型由六个能量守恒方程组成，分别是：玻璃板的热平衡方程、光伏板的热平衡方程、热管的热平衡方程、铝片的热平衡方程、联箱的热平衡方程以及蒸发侧水箱的热平衡方程。为了简化计算，做如下假设：

1）忽略玻璃板、光伏板和铝片的横向和纵向的导热，认为其温度均匀一致。

2）忽略热管的纵向导热，认为热管蒸发段的温度均匀一致。

3）假设光伏板粘附层（TPT）的温度与光伏板的温度相同。

4）忽略粘附层（TPT）的蓄热。

5）忽略联箱中水的温度场差异，计算时取联箱中的平均温度。

4.1.1　玻璃板的数学模型

一般玻璃板的厚度较薄，因此忽略玻璃板厚度方向的导热，同时忽略玻璃板在平面方向的温度差异，假设整个玻璃板的温度是均匀一致的，得到玻璃板的热平衡方程为

$$\rho_g c_g \delta_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = h_a(T_a - T_g) + h_{sky}(T_{sky} - T_g) + h_{g,pv}(T_{pv} - T_g) + G\alpha_g \quad (4\text{-}1)$$

式中　ρ_g——玻璃板的密度（kg/m^3）；

c_g——玻璃板的比热容［J/(kg·℃)］；

δ_g——玻璃板的厚度（m）；

T_a——室外空气温度（℃）；

T_g——玻璃板的温度（℃）；

T_{sky}——天空温度（℃），$T_{sky} = 0.0552\, T_a^{1.5}$；

T_{pv}——光伏板的温度（℃）；

h_a——玻璃板与周围环境的表面传热系数［$W/(m^2 \cdot ℃)$］；

h_{sky}——玻璃板与周围环境的辐射传热系数［$W/(m^2 \cdot ℃)$］；

$h_{g,pv}$——玻璃板与光伏板的综合传热系数［$W/(m^2 \cdot ℃)$］；

G——太阳辐射照度（W/m^2）；

α_g——玻璃板的吸收率。

h_a、h_{sky}、$h_{g,pv}$分别由下式计算得到

$$h_a = 2.8 + 3u_a \quad (4\text{-}2)$$

$$h_{sky} = \varepsilon_g \sigma (T_{sky}^2 - T_g^2)(T_{sky} - T_g) \quad (4\text{-}3)$$

$$h_{g,pv} = \sigma(T_{pv}^2 + T_g^2)(T_{pv} + T_g)\left(\frac{\gamma}{1/\varepsilon_{pv} - \gamma(1/\varepsilon_g - 1)} + \frac{1-\gamma}{1/\varepsilon_{TPT} - (1-\gamma)(1/\varepsilon_g - 1)}\right) + \frac{N_u K_a}{H} \quad (4\text{-}4)$$

式中　u_a——风速（m/s）；

ε_g——玻璃板的发射率；

ε_{pv}——光伏电池的发射率；

ε_{TPT}——光伏板背板的发射率；

γ——光伏电池的覆盖率，$\gamma = A_{pv}/A_{co}$；

A_{pv}——光伏电池的面积（m^2）；

A_{co}——集热器的总面积（m^2）；

K_a——空气的导热系数［W/(m·K)］；

N_u——玻璃板与光伏层之间空气的表面传热系数；

H——玻璃板与光伏层的间距（m）。

集热器的安装角度在0°～75°内时，N_u 的计算公式[71]为

$$N_u = 1 + 1.1446\left[1 - \frac{1708\sin(1.8\theta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos\theta}\right]\left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos\theta}\right]^{+} + \left[\left(\frac{Ra\cos\theta}{5830}\right)^{\frac{1}{3}} - 1\right]^{+} \tag{4-5}$$

式中 θ——热管式太阳能 PV/T 集热器的安装角度；

$+$——正数可用；

Ra——瑞利数，由下式计算得到

$$Ra = \frac{g\alpha\Delta T H^3}{\nu^3} \cdot Pr \tag{4-6}$$

式中 g——重力加速度（m/s^2）；

ν——运动黏度（m^2/s）；

α——热扩散系数（m^2/s）；

Pr——普朗特数；

ΔT——玻璃盖板与光伏层之间的温差（K）。

4.1.2 光伏板的数学模型

光伏板包括 TPT 材料、光伏电池和背板三个部分。为了简化计算，假设光伏板没有横向和纵向的温度梯度，同时忽略 TPT 材料的比热容，光伏板的热平衡方程可以表示为

$$\rho_{pv}c_{pv}\delta_{pv}\frac{\partial T_{pv}}{\partial t} = G(\tau\alpha)_{pv} + h_{g,pv}(T_g - T_{pv}) + n\lambda\frac{1}{R_{ei}}(T_{hpeva} - T_{pv}) + (1 - \lambda)\frac{1}{R_{ei}}(T_{pv} - T_{Al}) - E_{pv} \tag{4-7}$$

式中 ρ_{pv}——光伏板密度（kg/m^3）；

c_{pv}——光伏板比热容［J/(kg·℃)］；

δ_{pv}——光伏板的厚度（m）；

T_{pv}、T_{Al}和T_{hpeva}——光伏板的温度、铝片的温度和热管蒸发端的温度（℃）；

G——太阳辐射照度（W/m^2）；

λ——热管的蒸发端与光伏板的接触面积占光伏板面积的比例，

$$\lambda = \frac{A_{hp,pv}}{A_{co}};$$

$A_{hp,pv}$——热管的蒸发端与光伏板的接触面积（m^2）；

n——热管的个数；

R_{ei}——热管的蒸发端与光伏板之间绝缘导热硅胶的热阻［（$m^2 \cdot K$）/W］，$R_{ei} = \frac{\delta_{ei}}{K_{ei}}$；

δ_{ei}——绝缘导热硅胶的厚度（m）；

K_{ei}——绝缘导热硅胶的导热系数［W/（m·K）］；

E_{pv}——光伏电池的发电效率（W/m^2），由下式计算得到

$$E_{pv} = G(\tau\alpha)_{pv}\gamma\eta_{rc}[1 - \beta_{pv}(T_{pv} - T_n)] \tag{4-8}$$

式中　η_{rc}——参考温度下光伏电池的发电效率；

β_{pv}——光伏电池的温度系数；

T_n——参考温度（℃）；

$(\tau\alpha)_{pv}$——光伏板的有效吸收率，由下式计算

$$(\tau\alpha)_{pv} = \frac{\tau_g\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_g} \tag{4-9}$$

式中　α——光伏板的平均吸收率，$\alpha = \alpha_{pv}\gamma + \alpha_{TPT}(1 - \gamma)$；

α_{pv}和α_{TPT}——光伏电池和 TPT 材料的吸收率；

ρ_g——玻璃板的反射率；

τ_g由下式计算

$$\tau_g = \frac{\tau_{g\alpha}}{2}\left\{\frac{1 - \gamma_{\parallel}}{1 + \gamma_{\perp}}\left[\frac{1 - \gamma_{\parallel}}{1 - (\gamma_{\parallel}\tau_{g\alpha})^2}\right] + \frac{1 - \gamma_{\perp}}{1 + \gamma_{\perp}}\left[\frac{1 - \gamma_{\perp}}{1 - \gamma_{\perp}(\tau_{g\alpha})^2}\right]\right\} \tag{4-10}$$

式中　$\tau_{g\alpha}$——只考虑吸收损失的透射比，$\tau_{g\alpha} = e^{-\left(\frac{k\delta_g}{\cos\theta_2}\right)}$，$\theta_2 = \sin\left(\frac{\sin\theta_1}{\rho_g}\right)$；

θ_1——太阳入射角，$\cos\theta_1 = \sin(L_m - \theta)\sin\delta_m + \cos(L_m - \theta)\cos\delta_m\cos h_m$；

L_m——当地纬度；

δ_m——偏转角；

h_m——时角；

k——玻璃的消光系数；

$\gamma_{\parallel}$ 和 $\gamma_{\perp}$——平行组件和垂直组件在非偏振辐射从空气进入玻璃时的反射率。

4.1.3 铝片的数学模型

在计算铝片的热平衡方程时，由于铝片较薄，忽略铝片的纵向传热，同时为了简化计算，假设整个铝片的温度均匀一致，铝片的热平衡方程为

$$\rho_{\mathrm{Al}} c_{\mathrm{Al}} \delta_{\mathrm{Al}} \frac{\partial T_{\mathrm{Al}}}{\partial t} = \kappa \frac{1}{R_{\mathrm{ei}}} (T_{\mathrm{pv}} - T_{\mathrm{Al}}) + h_{\mathrm{Al,a}} (T_{\mathrm{a}} - T_{\mathrm{Al}}) + (1-\kappa) \frac{1}{R_{\mathrm{ei}}} (T_{\mathrm{hpeva}} - T_{\mathrm{Al}}) \tag{4-11}$$

式中 ρ_{Al}——铝片的密度（kg/m³）；

c_{Al}——铝片的比热容［J/(kg·℃)］；

δ_{Al}——铝片的厚度（m）；

$A_{\mathrm{pv,Al}}$——光伏板与铝片的接触面积（m²）；

$h_{\mathrm{Al,a}}$——铝片与室外空气之间的综合传热系数［W/(m²·K)］，$h_{\mathrm{Al,a}} = h_{\mathrm{s}} + k_{\mathrm{s}}/\delta_{\mathrm{s}}$；

h_{s}——保温层与空气的表面传热系数［W/(m²·K)］；

k_{s}——保温层的导热系数［W/(m·K)］；

δ_{s}——保温层的厚度（m）；

κ 可以表述为 $\kappa = A_{\mathrm{pv,Al}}/A_{\mathrm{Al}}$。

其余符号含义同前。

4.1.4 热管的数学模型

热管的热平衡方程分为蒸发端热平衡方程和冷凝端热平衡方程两部分。

（1）蒸发端热平衡方程

$$M_{\mathrm{hpeva}} c_p \frac{\partial T_{\mathrm{hpeva}}}{\partial T} = \frac{(T_{\mathrm{hpcon}} - T_{\mathrm{hpeva}})}{R_{\mathrm{eva,con}}} + (T_{\mathrm{pv}} - T_{\mathrm{hpeva}}) \frac{A_{\mathrm{hp,pv}}}{R_{\mathrm{ei}}} + (T_{\mathrm{Al}} - T_{\mathrm{hpeva}}) \frac{(A_{\mathrm{Al}} - A_{\mathrm{pv,Al}})}{R_{\mathrm{ei}}} \tag{4-12}$$

式中 M_{hpeva}——热管蒸发端的质量（kg）；

c_p——热管的比热容［J/(kg·K)］；

T_{hpcon}——热管冷凝端的温度（℃）；

$R_{eva,con}$——热管蒸发端和冷凝端之间的热阻，可用式（4-14）计算；

A_{Al}——铝片的面积（m^2）；

其余符号意义同式（4-7）。

（2）冷凝段热平衡方程

$$M_{hpcon}c_p\frac{\partial T_{hpcon}}{\partial T}=(T_{hpeva}-T_{hpcon})/R_{eva,con}+A_w h_{w,con}(T_w-T_{hpcon}) \quad (4\text{-}13)$$

式中　M_{hpcon}——热管冷凝端的质量（kg）；

T_w——联箱中水的温度（℃）；

A_w——联箱中水和热管冷凝端的换热面积（m^2）；

$h_{w,con}$——联箱中水和热管冷凝端的表面传热系数，可用式（4-20）[71]计算；

其余符号意义同式（4-12）。

$$R_{eva,con}=R_{eva,wick}+R_{eva,i}+R_{con,i} \quad (4\text{-}14)$$

其中：

$$R_{eva,wick}=\frac{\ln(D_{o,wick}/D_{i,wick})}{2\pi L_{eva}k_{wick}} \quad (4\text{-}15)$$

$$R_{eva,i}=\frac{2}{\pi D_{eva,i}L_{eva}h_{eva,i}} \quad (4\text{-}16)$$

$$R_{con,i}=\frac{1}{\pi D_{con,i}L_{con}h_{con,i}} \quad (4\text{-}17)$$

式中　$R_{eva,wick}$、$R_{eva,i}$和$R_{con,i}$——热管蒸发端中液芯的热阻、热管气液交界处的热阻以及冷凝过程的热阻（$m^2\cdot K/W$）；

$D_{con,i}$——冷凝端的内径（m）；

$D_{o,wick}$，$D_{i,wick}$——液芯内外径（m）；

L_{eva}——热管蒸发端的长度（m）；

L_{con}——冷凝端的长度（m）；

k_{wick}——热管的等效导热系数，由式（4-18）[29]计算；

$D_{eva,i}$——热管蒸发端的内径（m）；

$h_{eva,i}$——热管气液交界处的传热系数［$W/(m^2\cdot K)$］；

$h_{con,i}$——冷凝换热过程的传热系数，由式（4-19）计算。

$$k_{wick}=\frac{k_l[(k_l+k_w)-(1-\xi_{wick})(k_l-k_w)]}{(k_l+k_w)+(1-\xi_{wick})(k_l-k_w)} \tag{4-18}$$

式中 k_l——热管中液体的导热系数［W/(m·K)］；

k_w——热管壁导热系数［W/(m·K)］；

ξ_{wick}——热管液芯的孔隙率。

$$h_{con,i}=1.13\left[\frac{g\sin\theta\cdot\rho_l(\rho_l-\rho_v)k_l^3 r}{\mu_l\Delta T_{cr}L_{con}}\right] \tag{4-19}$$

式中 g——重力加速度（m/s^2）；

ρ_l、ρ_v——热管中介质液体和气体状态下的密度（kg/m^3）；

k_l——热管中介质液体状态下的导热系数［W/(m·K)］；

r——汽化热（J/kg）；

μ_l——热管中介质液体状态下的动力黏度（Pa·s）；

T_{cr}——管壁和液体的温差（℃）；

L_{con}——热管冷凝端的长度（m）。

$$h_{w,con}=\frac{k_w}{D_{con,o}}C\,Re^n Pr^m(Pr_\infty/Pr_s)^{1/4} \tag{4-20}$$

式中 $D_{con,o}$——热管冷凝端的外径（m）；

Re——雷诺数；

Pr——普朗特数；

Pr_∞ 和 Pr_s——按流体温度和管壁温度计算的普朗特数；

C、n 和 m——常数，当 $Pr\leqslant 10$ 时，$m=0.37$，当 $Pr>10$ 时，$m=0.36$，C 和 n 的数值见表 4-1。

表 4-1 *C* 和 *n* 的值

Re	C	n
1～40	0.75	0.4
$40\sim1\times10^3$	0.51	0.5
$1\times10^3\sim2\times10^5$	0.26	0.6
$2\times10^5\sim1\times10^6$	0.076	0.7

4.1.5　联箱的数学模型

联箱中水的温度会沿流动方向逐渐升高，在该模型中，为了简化计算，取联箱中的平均温度作为计算温度，联箱的能量平衡方程可以表述为

$$M_{w}c_{w}\frac{\partial T_{w}}{\partial t}+m_{w}c_{w}(T_{w,o}-T_{w,i})=(T_{a}-T_{w})/R_{a,w}+A_{w}h_{w,con}(T_{hp,con}-T_{w}) \tag{4-21}$$

式中　M_{w}——联箱中水的质量（kg）；

c_{w}——水的比热容［J/(kg・℃)］；

m_{w}——水的质量流量（kg/s）；

$T_{w,o}$、$T_{w,i}$、T_{a}和T_{w}——联箱中水的进出口温度、室外空温度和联箱的平均温度（℃）；

$R_{a,w}$——联箱中水与空气之间的热阻（m^2・K/W）；

$h_{w,con}$——联箱中水与热管之间的表面传热系数［W/(m^2・K)］；

$T_{hp,con}$——热管冷凝端的温度（℃）。

4.1.6　水箱的数学模型

水箱的热平衡方程可以表述为

$$M_{tank}c_{w}\frac{\partial T_{w,t}}{\partial t}=(T_{a}-T_{w,t})/R_{a,wt}-m_{w}c_{w}(T_{w,o}-T_{w,i})-m_{w}c_{w}(T_{ew1}-T_{ew2}) \tag{4-22}$$

式中　M_{tank}——水箱中水的总质量（kg）；

$T_{w,t}$——水箱中水的平均温度（℃）；

T_{ew1}和T_{ew2}——蒸发器的进出口水温（℃）；

其余符号意义同式（4-21）。

4.1.7　数学模型的离散

本模型主要由玻璃板的热平衡方程、光伏板的热平衡方程、铝片的热平衡方程、热管蒸发端和冷凝端的热平衡方程、联箱的热平衡方程和水箱

的热平衡方程组成，以上方程全部采用隐式格式离散求解。

玻璃板热平衡方程的离散方程

$$\rho_g c_g \delta_g \frac{T_g^{k+1} - T_g^k}{\Delta t} = h_a(T_a^{k+1} - T_g^{k+1}) + h_{sky}(T_{sky}^{k+1} - T_g^{k+1}) + h_{g,pv}(T_{pv}^{k+1} - T_g^{k+1}) + G^{k+1}\alpha_g \tag{4-23}$$

光伏板热平衡方程的离散方程

$$\rho_g c_g \delta_g \frac{T_g^{k+1} - T_g^k}{\Delta t} = h_a(T_a^{k+1} - T_g^{k+1}) + h_{sky}(T_{sky}^{k+1} - T_g^{k+1}) + h_{g,pv}(T_{pv}^{k+1} - T_g^{k+1}) + G^{k+1}\alpha_g \tag{4-24}$$

$$\rho_{pv} c_{pv} \delta_{pv} \frac{T_{pv}^{k+1} - T_{pv}^k}{\Delta t} = G^{k+1}(\tau\alpha)_{pv}\gamma + h_{g,pv}(T_g^{k+1} - T_{pv}^{k+1}) + n\lambda \frac{1}{R_{ei}}(T_{hpeva}^{k+1} - T_{pv}^{k+1}) + (1-\lambda)\frac{1}{R_{ei}}(T_{Al}^{k+1} - T_{pv}^{k+1}) - E_{pv}^{k+1} \tag{4-25}$$

铝板热平衡方程的离散方程

$$\rho_{Al} c_{Al} \delta_{Al} \frac{T_{Al}^{k+1} - T_{Al}^k}{\Delta t} = \kappa \frac{1}{R_{ei}}(T_{pv}^{k+1} - T_{Al}^{k+1}) + h_{Al,a}(T_a^{k+1} - T_{Al}^{k+1}) + (1-\kappa)\frac{1}{R_{ei}}(T_{hpeva}^{k+1} - T_{Al}^{k+1}) \tag{4-26}$$

热管蒸发端平衡方程的离散方程

$$M_{hpeva} c_p \frac{T_{hpeva}^{k+1} - T_{hpeva}^k}{\Delta t} = (T_{hpcon}^{k+1} - T_{hpeva}^{k+1})/R_{eva,con} + (T_{pv}^{k+1} - T_{hpeva}^{k+1})\frac{A_{hp,pv}}{R_{ei}} + (T_{Al}^{k+1} - T_{hpeva}^{k+1})\frac{(A_{Al} - A_{Al,pv})}{R_{ei}} \tag{4-27}$$

热管冷凝端热平衡方程的离散方程

$$M_{hpcon} c_p \frac{T_{hpcon}^{k+1} - T_{hpcon}^k}{\Delta t} = (T_{hpeva}^{k+1} - T_{hpcon}^{k+1})/R_{eva,con} + A_w h_{w,con}(T_w^{k+1} - T_{hpcon}^{k+1}) \tag{4-28}$$

联箱热平衡方程的离散方程

$$M_w c_w \frac{T_w^{k+1} - T_w^k}{\Delta t} + m_w c_w (T_{w,o}^{k+1} - T_{w,i}^{k+1}) = (T_a^{k+1} - T_w^{k+1})/R_{a,w} + A_w h_{w,con} (T_{hpcon}^{k+1} - T_w^{k+1}) \tag{4-29}$$

水箱热平衡方程的离散方程

$$M_{w,tank} c_w \frac{T_{w,t}^{k+1} - T_{w,t}^k}{\Delta t} = (T_a^{k+1} - T_{w,t}^{k+1})/R_{a,wt} + m_w c_w (T_{w,o}^{k+1} - T_{w,i}^{k+1}) - m_w c_w (T_{ew1}^{k+1} - T_{ew2}^{k+1}) \tag{4-30}$$

4.2　热泵系统模型的建立

热泵系统包括四个部件：蒸发器、压缩机、冷凝器和毛细管。本书结合有关文献给出的 R134a 制冷剂的物性参数计算方法，采用稳态集中参数法建立了压缩机和毛细管的数学模型，并利用稳态分布参数模型建立了蒸发器和冷凝器的数学模型。在建立该模型时假设在时间步长 Δt 范围内，热泵运行状态为准稳态。最后，运用建好的热泵数学模型，分段以准稳态方法进行计算。

4.2.1　制冷工质状态参数及物性计算

本书所模拟的制冷剂为 R134a，所涉及的制冷工质状态参数及物性计算包括饱和压力和饱和温度的相互转换、制冷工质焓值的计算、制冷工质密度的计算以及制冷工质黏度的计算。

1. R134a 饱和蒸汽压力和温度的相互转换

在进行模拟计算时，制冷工质饱和温度和压力之间的相互转换需要被反复调用，本书采用了 Cleland[53] 的计算方法。

由温度计算压力

$$P_{sat} = \exp\left(21.51297 - \frac{2200.9809}{246.61 + T_{sat}}\right) \tag{4-31}$$

由压力计算温度

$$T_{sat} = \left(\frac{-2200.9809}{\ln P_{sat} - 21.51297}\right) - 246.61 \tag{4-32}$$

式中　P_{sat}——制冷工质的饱和蒸汽压力（MPa）；

T_{sat}——制冷工质的饱和温度（℃）。

2. R134a 焓值的计算

对于制冷工质焓值的计算本书也采用 Cleland[53] 的计算方法。

1）R134a 的液体焓值。制冷工质的液体焓值是温度的单值函数，计算方法如下

$$h_L = 200000 + 1335.29\,T_L + 1.7065\,T_L^2 + 7.6741\times10^{-3}T_L^3 \tag{4-33}$$

式中 h_L——制冷工质液体焓值（J/kg）；

T_L——液体温度（℃）。

2）R134 饱和蒸汽的焓值由温度方法如下

$$h_{i1} = 249455 + 606.163\,T_{sat} - 1.05644\,T_{sat}^2 - 1.82426\times10^{-2}T_{sat}^3 \tag{4-34}$$

$$h_{sat} = h_{i1} + 149048 \tag{4-35}$$

式中 h_{sat}——制冷工质饱和蒸汽焓值（J/kg）。

3）R134 过热蒸汽的焓值由温度方法如下

$$\Delta T_s = T_s - T_{sat} \tag{4-36}$$

$$h_s = h_{i1}(1 + 3.48186\times10^{-3}\Delta T_s + 1.6886\times10^{-6}\Delta T_s^2 + 9.2642\times10^{-6}\Delta T_s T_{sat} - 7.698\times10^{-8}\Delta T_s^2 T_{sat} + 1.7070\times10^{-7}\Delta T_s T_{sat}^2 - 1.2130\times10^{-9}\Delta T_s^2 T_{sat}^2) + 149048 \tag{4-37}$$

式中 ΔT_s——过热度（℃）；

h_s——制冷工质过热蒸汽焓值（J/kg）；

T_s——制冷工质过热蒸汽温度（℃）。

3. R134a 的密度计算

制冷工质饱和液体密度[45] ρ_l 按下式计算

$$\rho_l = \rho_c + (4.37673 - 12.06501\,T_r + 15.45013\,T_r^2 - 7.4495\,T_r^3)\times(\rho_{l,b} - \rho_c) \tag{4-38}$$

$$T_r = \frac{T + 273.15}{T_c + 273.15} \tag{4-39}$$

制冷工质饱和蒸汽的密度[53] ρ_v 按下式计算

$$\rho_v = \frac{1}{\exp\left(-12.45 + \dfrac{2669}{273.15 + T_{sat}}\right)\times(1.013 + 0.00167\,T_{sat}^2 - 9.25\times10^{-6} - 3.21\times10^{-7}T_{sat}^3)} \tag{4-40}$$

式中　T_r——对比温度；

T——制冷工质饱和液体温度（℃）；

T_c——制冷工质的临界温度（℃）；

$\rho_{l,b}$、ρ_c——制冷工质在标准沸点下的液体密度和制冷工质的临界密度（kg/m^3）。

4. 制冷工质的动力黏度

制冷工质饱和液体的动力黏度[46]

$$\mu_l = \exp(0.295701 - 0.0012885T^{-1} + 2.7941\times10^{-6}T - 2.9630\times10^{-9}T^2) \tag{4-41}$$

制冷工质饱和蒸汽的动力黏度

$$\mu_v = -0.32671 + 0.003457T - 1.1836\times10^{-5}T^2 + 1.3599\times10^{-8}T^3 \tag{4-42}$$

式中　μ_l、μ_v——制冷工质饱和液体的动力黏度和饱和蒸汽的动力黏度（Pa·s）；

T——所求工质饱和状态温度（K）。

4.2.2　冷凝器的数学模型

模拟的热泵中冷凝器和蒸发器均为两个板式换热器，板式冷凝器和板式蒸发器具有紧凑、高效的特点，并广泛应用于小型热泵系统中。参考文献［52，54，72］均介绍了板式冷凝器的数学模型，本书采用谢淑萍的方法建立板式冷凝器的数学模型。

该板式冷凝器的分区集中参数数学模型，按照制冷剂的相态不同将板式冷凝器分为三个区：过热区、两相区和过冷区。分段计算制冷工质和水的传热系数以及换热量。冷凝器模型示意图、制冷剂与水的流动和制冷剂与水的温度变化分别见图 4-1、图 4-2 和图 4-3，为了简化计算，作如下假设：

1）冷凝器板间流动为一维流动，流动过程不考虑压降，相变均匀。

2）忽略板式冷凝器中平板的热阻。

3）在同一相区，同一流道内工质的流速和传热系数为定值。

4）在两相区，按干度为 0.5 计算工质的物性参数。

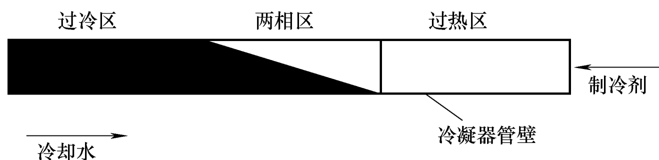


图 4-1　冷凝器模型示意图

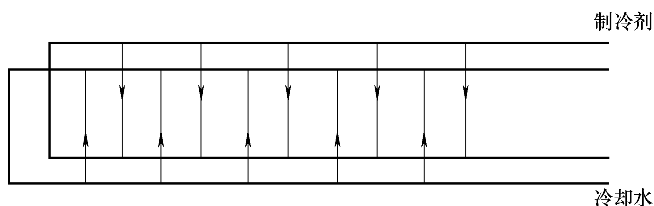


图 4-2　制冷剂与水的流动示意图

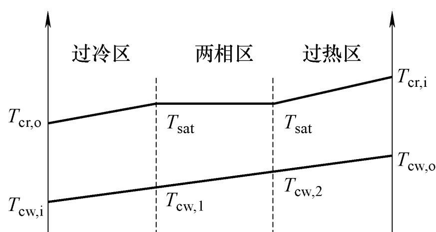


图 4-3　制冷剂与水的温度变化示意图

1. 冷凝器模型的建立

制冷剂侧对流换热方程

$$Q_r = m_r(h_{r1} - h_{r2}) \tag{4-43}$$

水侧对流换热方程

$$Q_c = m_w c_w (T_{w2} - T_{w1}) \tag{4-44}$$

平板两侧能量平衡方程

$$Q_c = \varepsilon Q_r \tag{4-45}$$

微元导热方程

$$Q_r = KDL\Delta T_m \tag{4-46}$$

式中　Q_r 和 Q_c——冷凝器中制冷剂侧换热量和水侧的换热量（W）；
m_r、m_w——微元中制冷剂的流量和水的质量流量（kg/s）；
h_{r1}、h_{r2}——微元的制冷剂进出口焓值（J/kg）；
T_{w1} 和 T_{w2}——微元中水的进出口温度（℃）；
ε——板式冷凝器的漏热系数，一般取 0.9；
D——板式换热器的宽度（m）；
L——微元的长度（m）；
ΔT_m——对数换热温差（℃），$\Delta T_m = \dfrac{(T_{r,i} - T_{w,o}) - (T_{r,o} - T_{w,i})}{\ln[(T_{r,i} - T_{w,o})/(T_{r,o} - T_{w,i})]}$；
$T_{r,i}$、$T_{r,o}$、$T_{w,i}$ 和 $T_{w,o}$——制冷剂的入口温度、制冷剂的出口温度、水的入口温度和水的出口温度（℃）；
K——制冷剂侧到水侧的传热系数 [W/(m^2·K)]，$K = 1\Big/\left(\dfrac{1}{\alpha_r} + \dfrac{1}{\alpha_w}\right)$；
α_r、α_w——制冷剂侧的表面传热系数和水侧的表面传热系数 [W/(m^2·K)]。

表面传热系数的计算方法如下：

（1）过热区制冷剂侧表面传热系数 $\alpha_{r,sh}$

$$Nu_{r,sh} = 0.023\, Re^{0.8} Pr^{0.3} \tag{4-47}$$

$$Re = u\, D_e/\mu \tag{4-48}$$

$$\alpha_{r,sh} = Nu_{r,sh}\frac{\lambda_{sh}}{D_e} \tag{4-49}$$

（2）过冷区制冷剂侧表面传热系数 $\alpha_{r,sc}$

$$Nu_{r,sc} = 0.023\, Re^{0.8} Pr^{0.3} \tag{4-50}$$

$$Re = u\, D_e/\mu \tag{4-51}$$

$$\alpha_{r,sc} = Nu_{r,sc}\frac{\lambda_{sc}}{D_e} \tag{4-52}$$

（3）两相区制冷剂侧对流换热模型[55]的表面传热系数 $\alpha_{r,tp}$

$$Nu_{r,tp} = 4.118\, Re_{eq}^{0.4} Pr^{0.33} \tag{4-53}$$

$$Re_{eq} = u_{eq} D_e/\mu \tag{4-54}$$

$$u_{eq} = u\left(1 - x + x\left(\frac{\rho_L}{\rho_g}\right)^{0.5}\right) \tag{4-55}$$

$$\alpha_{r,tp} = Nu_{r,tp}\frac{\lambda_{tp}}{D_e} \tag{4-56}$$

（4）水侧表面传热系数 α_w

$$Nu_w = 0.023\,Re^{0.8}Pr^{0.3} \tag{4-57}$$

$$Re = u\,D_e/\mu \tag{4-58}$$

$$\alpha_w = Nu_w\frac{\lambda_w}{D_e} \tag{4-59}$$

以上各式中　$Nu_{r,sh}$、$Nu_{r,sc}$、$Nu_{r,tp}$和Nu_w——过热区、过冷区、两相区制冷剂侧和水的努塞尔数；

Re——雷诺数；

Pr——普朗特数；

u——板间流体质量流速［kg/(m^2·s)］；

D_e——板间当量直径，$D_e = 2b$；

b——板间距（m）；

x——两相区中制冷剂的干度，根据假设取 $x = 0.5$；

λ_{sh}、λ_{sc}、λ_{tp}和λ_w——制冷剂在过热区、过冷区、两相区的导热系数和水的导热系数［W/(m·K)］。

2. 冷凝器模型的算法设计

基于上述数学模型，设计了根据求解冷凝器总长度以确定冷凝器出口参数的迭代算法，并利用 MATLAB 编制仿真程序。程序计算时输入量为冷却水和制冷剂的质量流量、冷却水的入口温度、制冷剂的入口焓值和温度、冷凝压力和冷凝器的结构参数。输出量为冷却水的出口温度、制冷剂的出口压力和温度、冷凝器的换热量。冷凝器仿真计算程序框图如图 4-4 所示。

为使程序计算简洁快速，该程序采用二分法进行迭代计算，计算过程如下：

1）输入已知条件以及结构参数。

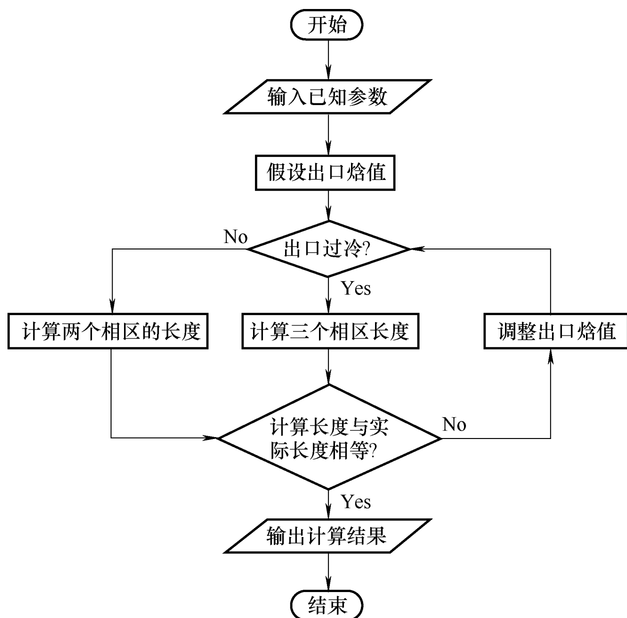


图 4-4　冷凝器仿真计算程序框图

2）假设制冷剂的出口焓值；由于板式冷凝器为逆流换热可以确定制冷剂出口焓值的上限为冷凝压力对应的制冷剂饱和气体的焓值，下限为冷却水入口温度所对应的饱和液体焓值，取上限和下限的平均值作为迭代计算的初值。

3）根据假设的制冷剂出口焓值判断出口状态是否为过冷状态，如果出口状态为过冷状态，则分别计算出过热区、两相区和过冷区的制冷剂出口状态和三个相区各自的长度；如果出口状态不是过冷状态，则计算出过热区和两相区的制冷剂出口状态，并计算出两个相区各自的长度。

4）将各个相区的长度相加得到冷凝器的总长度，并与冷凝器的实际长度相比较，如果计算长度与实际长度的差值在收敛精度内，则转到 5），否则重新假设制冷剂的出口焓值，转到 2）。

5）输出制冷剂和水的出口焓值和冷凝换热量。

6）结束计算。

4.2.3 蒸发器的数学模型

在模拟的热泵系统中，采用了与板式冷凝器结构相同的板式蒸发器，从热管式太阳能 PV/T 集热器中输送过来的水进入板式蒸发器与制冷剂换热，再输送到水箱中。板式蒸发器的模型是热管式太阳能 PV/T 集热器模型与热泵系统模型的连接部分，是模型中最为关键的一部分。

蒸发器的模型与冷凝器的模型基本相同，在计算两相区制冷剂侧表面传热系数时采用 Yan[55] 的计算方法

$$\alpha_{sh} = 1.926\frac{\lambda_{sh}}{D_e}Pr^{0.33}Bo_{eq}^{0.3}Re^{-0.5}Re_{eq} \tag{4-60}$$

式中 Bo_{eq}——当量沸腾数；

其余符号意义同式（4-53）~式（4-56）。

蒸发器模型的算法设计也与冷凝器模型的算法设计相同，在蒸发器模型的算法中输入量为冷冻水和制冷剂的质量流量、冷冻水的入口温度、制冷剂的入口焓值和温度、蒸发压力和蒸发器的结构参数。通过蒸发器的入口参数和结构参数计算蒸发器的总长度，然后与实际长度比较，从而确定冷冻水的出口温度、制冷剂的出口压力、温度和蒸发器的换热量。

4.2.4 压缩机的数学模型

压缩机是热泵系统的心脏，是热泵中的关键部位，压缩机的模拟结果会对整个系统产生较大的影响。

目前采用较为普遍的压缩机模拟方法主要有图形法和效率法。图形法是利用厂家提供的压缩机性能曲线，对压缩机的功率和压缩机中制冷工质的质量流量的曲线进行拟合，从而得到两者随蒸发温度和冷凝温度变化的关系式，图形法只能对某一特定型号的压缩机的性能进行模拟，模拟精度较高，但是适用范围较小；效率法是利用一些经验公式模拟压缩机中的复杂传热和流动，从而计算出压缩机的性能参数，如压缩机功率、压缩机效率、摩擦效率、指示效率和容积效率等参数。与图形法相比，效率法应用的公式较多且复杂，对于某一特定型号的压缩机模拟的精度较低，但是适用范围较广。由于本书介绍的模型是针对特定的实验台建立的，所以采用

图形法建立压缩机的模型。根据厂家提供的压缩机性能曲线对型号为丹佛斯 SC10G 的压缩机进行了拟合。

图 4-5 所示为压缩机的功率随冷凝温度和蒸发温度变化的曲线，本书利用最小二乘法对压缩的功率进行了拟合，其使用范围为蒸发温度 −15 ~ 20℃，冷凝温度 35 ~ 65℃。拟合结果与厂家给定结果的误差保持在 ±2.0% 之内，拟合精度较高。

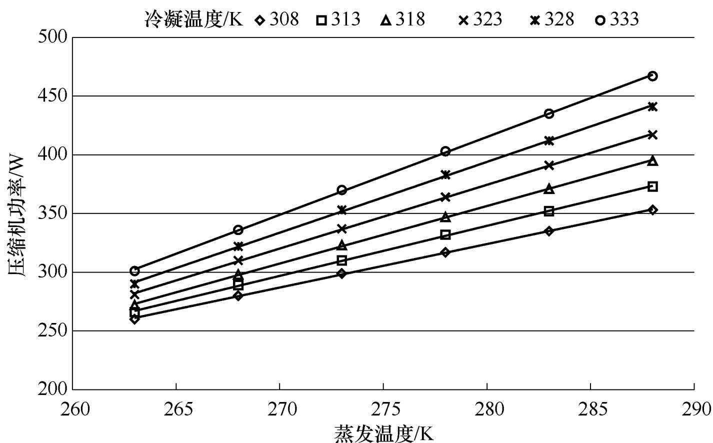


图 4-5　压缩机功率曲线

$$N = 0.1163\, T_c T_e - 32.132\, T_e - 29.078\, T_c + 8245.4 \qquad (4\text{-}61)$$

图 4-6 所示为压缩机中制冷剂质量流量随冷凝温度和蒸发温度变化的曲线，本书同样利用最小二乘法对其进行了拟合，其使用范围为蒸发温度 −15 ~ 20℃，冷凝温度 35 ~ 65℃。拟合结果与厂家给定结果的误差保持在 ±3.0% 之内，拟合精度较高。

$$M = 0.00009\, T_c T_e^2 - 0.021\, T_e^2 - 0.0468\, T_c T_e + 11.3975\, T_e + 5.9758\, T_c - 1500.94 \qquad (4\text{-}62)$$

式中　M——测定工况下压缩机中制冷剂的质量流量（kg/h）；

T_c 和 T_e——蒸发温度和冷凝温度（K）。

在利用该模型模拟实际工况时要对其进行修正，谭周芳[73]根据 Dabirt 和 Rice 的方法进行了修正，本书同样采用了这一修正方法。

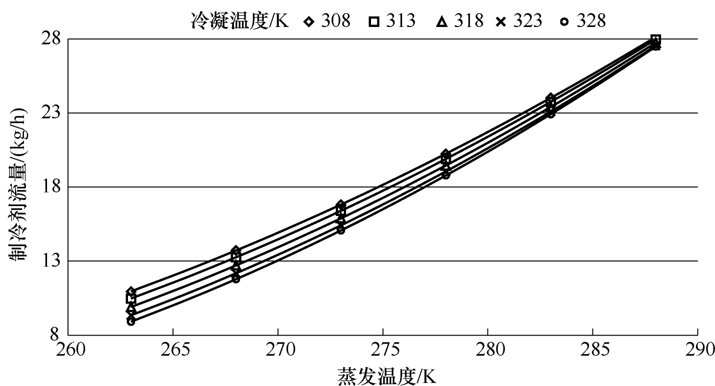


图 4-6　压缩机中制冷剂质量流量曲线

$$M_r = \left[1 + F_V\left(\frac{V_{map}}{V_{act}} - 1\right)\right] \times M \tag{4-63}$$

$$N_{com} = \frac{M_r \times \Delta h_{act}}{M \times \Delta h_{map}} \times N \tag{4-64}$$

式中　N——测定工况下的压缩机的功率（W）；

M_r——实际工况下压缩机中制冷剂的质量流量（kg/h）；

F_V——容积修正系数，取 0.75；

V_{map}和V_{act}——测试工况下的吸气比体积和实际工况下的吸气比体积（m^3/kg）；

N_{com}——实际工况下压缩机的功率（W）；

Δh_{act}和Δh_{map}——实际等熵焓差和理论等熵焓差（kJ/kg）。

4.2.5　毛细管的数学模型

模拟的热泵系统中，采用的节流设备为毛细管。文献［45，48，71］都对毛细管的模型进行了研究，本书对参考文献［45］中符慧德所采用的建模方法进行了修正，建立毛细管的数学模型。

$$m_{r,cap} = C_1 D_{cap,in}^{C_2} L_{cap}^{C_3} T_{con}^{C_4} 10^{C_5 \times DSH} \tag{4-65}$$

式中　$m_{r,cap}$——毛细管的工质质量流量（g/s）；

$D_{cap,in}$和L_{cap}——毛细管的内径；

T_{con}——热泵系统的冷凝温度；

DSH——蒸发器中制冷剂出口的过热度；

$C_1 \sim C_5$——系数，对于 R134a，$C_1 = 0.936548$，$C_2 = 2.498028$，$C_3 = -0.4159$，$C_4 = 0.840660$，$C_5 = 0.018751$。

4.2.6　系统性能的评价

对于热管式太阳能 PV/T 热泵系统性能评价的主要指标有：热功率、热效率、电功率、电效率和热泵系统的 COP 等。

热功率

$$Q_{\mathrm{th}} = m_{\mathrm{w}} c_{\mathrm{w}} (T_{\mathrm{w,o}} - T_{\mathrm{w,i}}) \tag{4-66}$$

热效率

$$\eta_{\mathrm{th}} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} m_{\mathrm{w}} c_{\mathrm{w}} (T_{\mathrm{w,o}} - T_{\mathrm{w,i}}) \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} G A_{\mathrm{c}} \mathrm{d}\tau} \tag{4-67}$$

电功率

$$Q_{\mathrm{ele}} = \int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} E_{\mathrm{pv}} A_{\mathrm{pv}} \gamma \mathrm{d}\tau \tag{4-68}$$

电效率

$$\eta_{\mathrm{ele}} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} E_{\mathrm{pv}} A_{\mathrm{pv}} \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} A_{\mathrm{pv}} G \mathrm{d}\tau} \tag{4-69}$$

综合效率

$$\eta_{\mathrm{ov}} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} Q_{\mathrm{th}} + Q_{\mathrm{ele}} \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} A_{\mathrm{c}} G + N_{\mathrm{com}} \mathrm{d}\tau} \tag{4-70}$$

㶲效率为热管式太阳能 PV/T 集热器得到的㶲（包括热量㶲和电量㶲）与付出㶲总量（包括太阳㶲和压缩机的电量㶲）的比值。

$$\eta_{\mathrm{ex}} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} Ex_{\mathrm{th}} + Ex_{\mathrm{ele}} \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} Ex_{\mathrm{sun}} + Ex_{\mathrm{N}} \mathrm{d}\tau} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} Q_{\mathrm{th}} (1 - T_{\mathrm{sky}} / T_{\mathrm{hp,eva}}) + Q_{\mathrm{ele}} \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} (1 - T_{\mathrm{a}} / T_{\mathrm{sun}}) G A_{\mathrm{c}} + N_{\mathrm{com}} \mathrm{d}\tau} \tag{4-71}$$

式中　Ex_{th}——集热器的热量㶲；

Ex_{ele}——集热器的电量㶲；

Ex_{sun}——太阳㶲；

Ex_N——压缩机的电量㶲；

T_{sun}——太阳温度（K）。

基于热量的热泵系统性能系数（COP_{th}）

$$COP_{th} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} Q_c \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} N_{com} \mathrm{d}\tau} \tag{4-72}$$

基于热量和系统电功率的热泵系统性能系数（$COP_{PV/T}$）

$$COP_{PV/T} = \frac{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} Q_c + Q_{ele}/\eta_{tp} \mathrm{d}\tau}{\int_{\tau_k}^{\tau_{k+1}} N_{com} \mathrm{d}\tau} \tag{4-73}$$

式中　η_{tp}——常规火电系数，取 0.38。

4.2.7　数学模型的求解

对所建立的热管式太阳能 PV/T 热泵系统模型求解时，采用将热管式太阳能 PV/T 集热器模型和热泵系统模型联合求解的方式。采用动态和准稳态联合求解的方法，即在求解热管式太阳能 PV/T 集热器模型时采用动态求解，而在求解热泵系统时采用准稳态求解。求解热管式太阳能 PV/T 集热器模型时，要将六个热平衡方程联立，通过 τ 时刻的温度以及边界条件求解 $\tau+\Delta\tau$ 时刻的温度，然后将联箱出口温度作为蒸发器中水的入口温度，在 $\Delta\tau$ 时间内认为热泵系统准稳态运行，从而求解热泵系统的模型。

图 4-7 所示为热管式太阳能 PV/T 热泵系统模型求解流程图，具体求解过程如下：

1）程序开始，输入初始条件和气象条件，初始条件包括系统各个部分（玻璃板、光伏板、热管、水箱等）的初始温度，气象条件包括太阳辐射照度和室外空气温度等。

2）将玻璃板热平衡方程、光伏板热平衡方程、铝片热平衡方程、热管热平衡方程、联箱热平衡方程和水箱热平衡方程联立，并求解。

3）假设蒸发温度，在本模型计算中，蒸发温度的上限为蒸发器中水的

入口温度，下限根据厂家提供性能参数取－10℃。

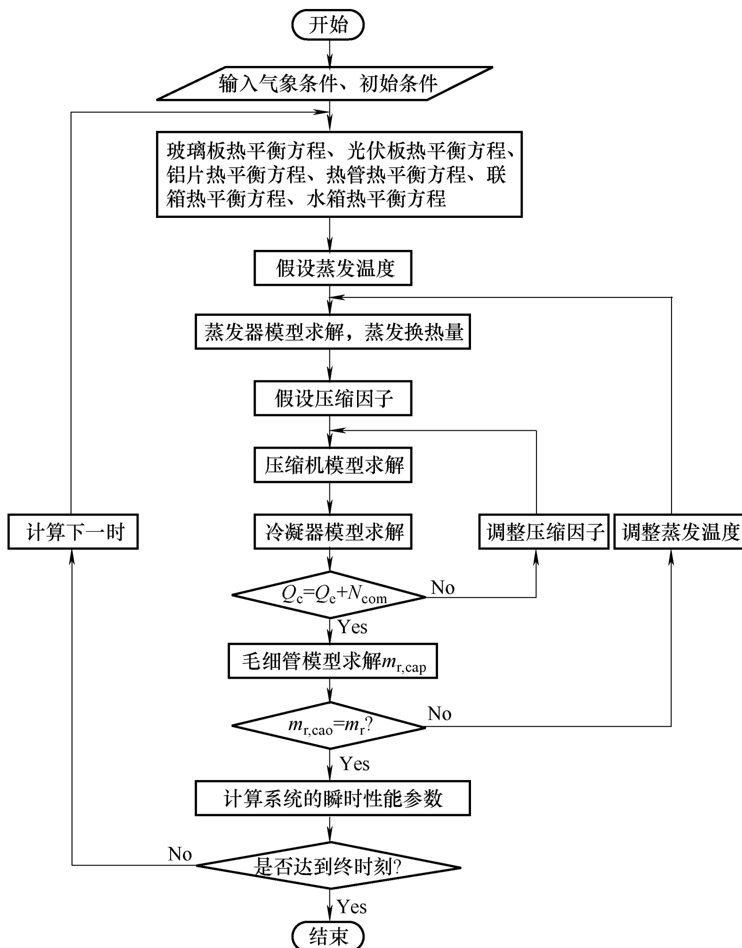


图 4-7　热管式太阳能 PV/T 热泵系统模型的求解流程图

4）求解蒸发器模型，根据制冷工质的物性参数模型以及蒸发器模型进行求解，得到蒸发器的出口参数，包括蒸发器中水的出口温度、制冷剂的出口状态和蒸发换热量Q_e。

5）假设压缩机的压缩因子，并将蒸发器中制冷剂的出口参数作为压缩机的入口参数。

6）求解压缩机的模型，输出制冷剂的质量流量m_r、压缩机的功率N_{com}和压缩机的出口参数。

7）将压缩机的出口参数作为冷凝器的入口参数，求解冷凝器的模型，

输出冷凝器的出口参数以及冷凝换热量Q_c。

8）根据能量守恒$Q_c = Q_e + N_{com}$判断压缩因子假设是否成立，若假设成立则进行下一步，否则转到 5）重新假设压缩因子。

9）求解毛细管的数学模型，得到毛细管的质量流量$m_{r,cap}$。

10）根据$m_{r,cap} = m_r$判断蒸发温度假设是否成立，若假设成立则进行下一步，否则转到 3）重新假设蒸发温度。

11）计算系统的性能评价参数，并判断是否到达最后时刻，若到达最后时刻则转到 12），否则转到 2）继续进行下一时刻的计算。

12）程序结束。

4.3 模拟值与实验值的对比

利用搭建的热管式太阳能 PV/T 热泵实验装置对建立的模型在供热模式下进行了验证。采用了 2015 年 8 月 12 日的实验数据进行对比。在这一天中平均太阳辐射照度为 656W/m^2，初始室外空气温度为 30. 5℃，室外空气的平均温度为 37℃，水箱的初始水温为 24. 8℃，蒸发侧循环水流量和冷凝侧循环水流量都是 6L/min，冷凝器入口水温为 40℃。数据采集工作从 8：30 开始到 16：30 结束，数据采集时间间隔为 10min。图 4-8 所示是当天的室外气象条件，按照上述气象条件和初始条件对程序进行设定，时间步长按照数据采集间隔取值，运行程序后得到如下结果。

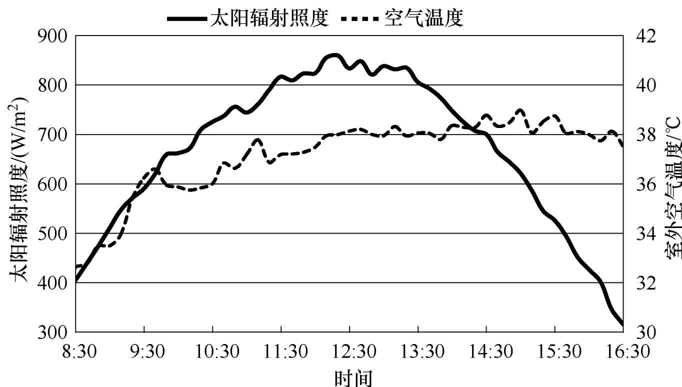


图 4-8　测试当日气象条件

图 4-9 所示是热管式太阳能 PV/T 集热器的热功率、热效率和水箱温度模拟值和实验值的全天变化情况的对比。图例中 sim 代表模拟值，exp 代表实验值，以下皆采用模拟值进行分析。从图 4-9 中可以看出，热功率先逐渐上升，到 12：30 左右达到峰值 380.6W，随后逐渐下降，热功率的日平均值为 291.4W。热功率主要受太阳辐射照度的影响，与太阳辐射照度的变化规律类似。热效率先逐渐上升，中午时刻相对趋于稳定，14：30 之后又呈现明显的上升趋势，热效率为 17.0% ~61.3%，平均值为 35.4%。热效率在 14：30 之后显著上升的主要原因是，下午太阳辐射照度迅速下降，而周围环境的空气温度较高，在 38℃左右（图 4-8），使光伏板的温度保持在 40℃以上（图 4-10），再加上水箱中循环水的温度较低（图 4-9），使系统热功率下降的幅度小于太阳辐射照度下降的幅度，从而导致热效率上升。另外，由于太阳能集热量少，不能完全满足需求，热泵系统还从循环水中获取部分热量，导致循环水水温逐渐下降，传热温差增加，由此进一步导致热效率的增加。热功率模拟值与实验值的误差为 -10.4% ~6.9%，热效率模拟值与实验值的误差为 -9.0% ~2.9%，水箱中循环水水温模拟值与实验值的误差为 -5.5% ~0%，模拟值与实验值吻合较好。

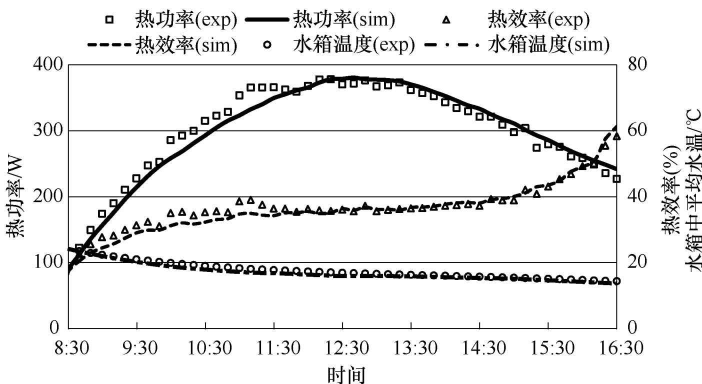


图 4-9　热功率、热效率和水箱水温的模拟值与实验值的对比

图 4-10 所示为热管式太阳能 PV/T 集热器的电功率、电效率和光伏板温度模拟值和实验值的全天变化情况。从图中可以看出，随着时间的推移，电功率逐渐增加，至 9：30 左右时电功率达到相对稳定值，在 15：30 之后

电功率逐渐下降，全天电功率为 57.81 ~99.2W，平均值为 88.5W；电效率先逐渐下降，在 12：30 左右电效率达到最小值 8.8%，随后逐渐上升，全天电效率平均值为 11.0%；光伏板温度呈现先上升后下降的趋势，电功率在 9：30 –15：30 波动较小，主要是因为该时间段内辐射照度增加的幅度与电效率下降的幅度接近，导致输出电功率变化较小。另外，光伏板温度和电效率出现相反变化趋势的原因是，光伏板的温度随太阳辐射照度的增强而上升，光伏板的内阻随之增大，使光伏板的光电转换效率降低，从而使系统的电效率下降，反之，系统的电效率随太阳辐射照度的减弱而增加。电功率模拟值与实验值的误差为 –8.0% ~11.45%，电效率模拟值与实验值的误差为 –14.9% ~15%，光伏板温度模拟值与实验值的误差为 –8.8% ~7.7%，模拟值与实验值吻合较好。

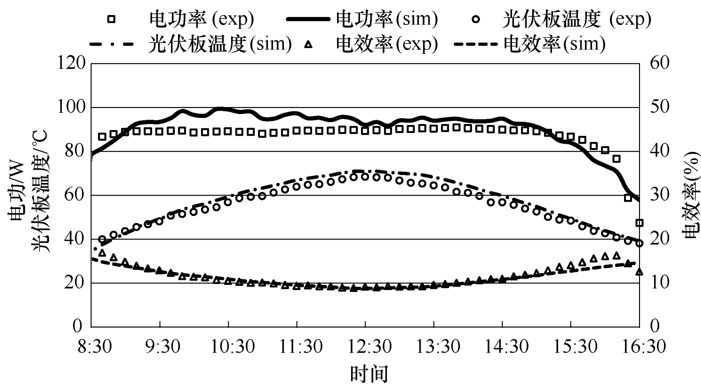


图 4-10　电功率、电效率和光伏板温度的变化趋势

图 4-11 所示是热泵系统主要性能参数（冷凝换热量、压缩机功率、COP）模拟值和实验值的全天变化情况。从图中可以看出，系统的冷凝换热量、压缩机功率和 COP 都呈现下降的趋势，冷凝换热量下降的幅度大于压缩机功率和 COP 下降的幅度。系统的冷凝换热量和压缩机功率的日平均值分别为 1152.9W 和 416.7W，系统 COP 的最大值为 2.9，最小值为 2.68，平均值为 2.77。系统中由于太阳能集热量小，不能满足热泵系统需求，系统从蒸发器侧循环水中获取部分热量，导致水温逐渐降低，蒸发温度也逐渐降低，根据压缩机的性能曲线可知，压缩机的功率随着蒸发温度的下降而

下降。由于冷凝换热量比压缩机功率下降幅度更大，所以 COP 也呈下降趋势，但幅度较小。系统冷凝换热量模拟值与实验值的误差为 -7.8% ~ -3.8%，压缩机功率模拟值与实验值的误差为 -12.3% ~ -5.9%，COP 模拟值与实验值的误差为 1.6% ~8.6%，模拟值与实验值吻合较好。

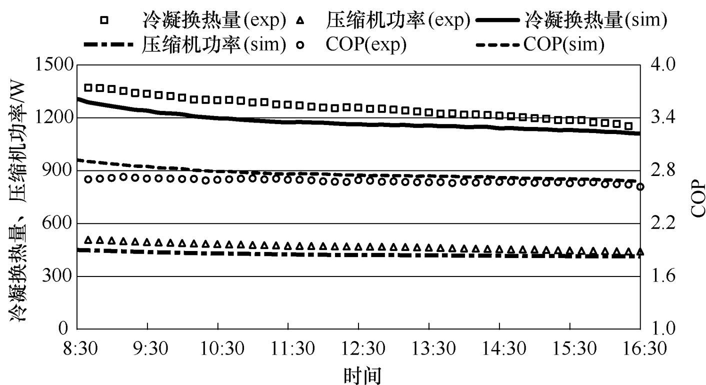


图 4-11　冷凝换热量、压缩机功率和 COP 的变化趋势

4.4　结果及分析

为了深入研究影响热管式太阳能 PV/T 热泵系统的因素，利用建立的热管式太阳能 PV/T 热泵系统的模型分别研究了太阳辐射照度、室外空气温度和冷凝器的入口水温对系统性能的影响。太阳辐射照度、室外空气温度和冷凝器的入口水温对系统性能的影响分别在工况 A、B、C 下进行模拟计算。工况 A、B、C 的运行参数见表 4-2。计算程序将 9：00 到 16：00 的瞬时太阳辐射照度和瞬时室外空气温度作为输入的气象条件，表 4-2 所示的太阳辐射照度和室外空气温度是从 9：00 到 16：00 瞬时值的平均值。其他的系统参数如下：

1）光伏板：光伏板采光面积为 1.25m^2；光伏电池的覆盖率为 0.95；光伏板安装朝向为正南，安装倾角为 30°。

2）储水箱：储水量为 120L，循环水流速为 6L/min。

3）板式蒸发器：板宽为 0.07m，板长为 0.2m，板间距为 2.25mm。

4）板式冷凝器：板宽为 0. 07m，板长为 0. 3m，板间距为 2. 25mm，冷凝器循环水的流量为 6L/min。

5）毛细管：毛细管长度为 1. 6m，毛细管内径为 1mm。

取模拟计算结果中各项参数的平均值作为比较依据。三个影响因素对系统性能参数影响的结果如表 4-2 所示。

表 4-2　A、B 和 C 三种运行工况

工　况	太阳辐射照度/(W/m^2)	室外空气温度/℃	冷凝器的入口水温/℃
A	400	35	40
	500		
	600		
	700		
B	650	20，25，30，35	40
C	650	35	35，40，45，55

4. 4. 1　太阳辐射照度对系统性能的影响

图 4-12 所示为太阳辐射照度对系统的热电性能和各个效率的影响，从图中可以看出热功率、电效率和㶲效率随太阳辐射照度的增强而升高，热效率、电效率和综合效率随太阳辐射照度的增强而降低。当太阳辐射照度为 400W/m^{2}时，系统热功率、电功率、热效率、电效率、综合效率和㶲效率分别为 253. 8W、68. 7W、48. 8%、12. 9%、32. 7% 和 9. 6%。当太阳辐射照度增加到 700W/m^{2}时，热功率、电功率和㶲效率分别增加到 310. 4W、94. 7W 和 10. 1%；热效率、电效率和综合效率分别降低到 34. 0%、10. 6% 和 29. 9%。太阳辐射照度每升高 100W/m^2，热功率上升 19W，电功率上升 8. 6W，热效率下降 4. 9%，电效率下降 0. 8%，综合效率下降 0. 9%，㶲效率上升 0. 16%。太阳辐射照度的增加，使热管式太阳能 PV/T 集热器吸收的太阳辐射增加，所以热功率和电功率上升，同时使集热器得到的热量㶲和电量㶲增加，所以系统的㶲效率上升；热管式太阳能 PV/T 集热器温度升高，使光伏电池的内阻增大，同时使热管式太阳能 PV/T 集热器的热损失增加，所以热效率、电效率和综合效率均会降低。

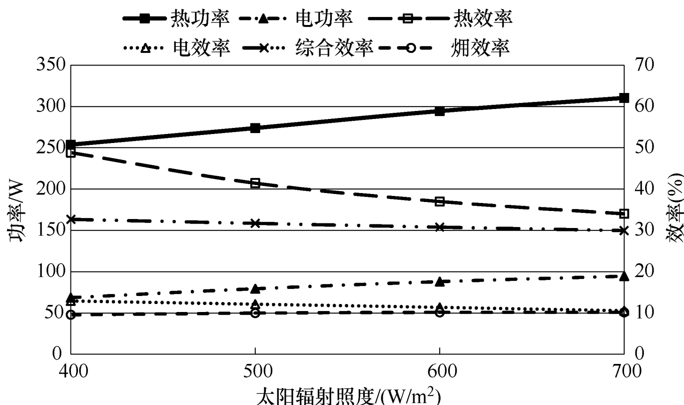


图4-12　太阳辐射照度对系统热电性能和各效率的影响

图4-13所示为太阳辐射照度对热泵性能的影响，从图中可以看出冷凝换热量、COP和$COP_{PV/T}$随着太阳辐射照度的增强而升高，而压缩机功率随太阳辐射照度的增强稍有增加。当太阳辐射照度为400W/m^{2}时，冷凝换热量、COP、$COP_{PV/T}$和压缩机功率分别为1230.9W、2.65、3.16和446.9W；当太阳辐射照度增加到700W/m^{2}时冷凝换热量上升到1261.7W，COP上升到2.80，$COP_{PV/T}$上升到3.35，而压缩机功率升高到451.1W，仅升高了4.2W。太阳辐射照度每升高100W/m^2，冷凝换热量增加10.3W，COP和$COP_{PV/T}$分别增加0.05和0.06。太阳辐射照度的增加，使系统的热功率增加，系统蒸发侧的循环水的温度会因此而升高，造成蒸发温度升高，所以冷凝换热量、COP和$COP_{PV/T}$都有所增加。

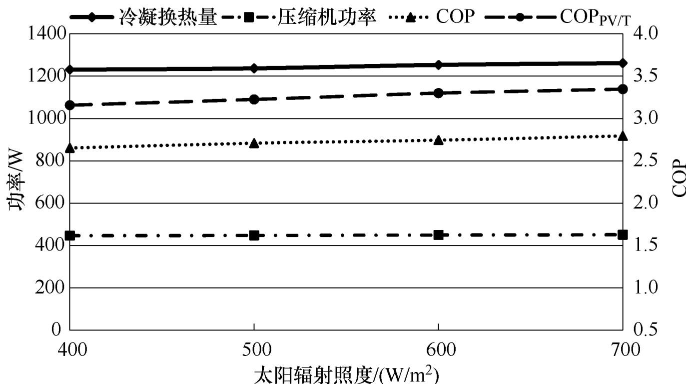


图4-13　太阳辐射照度对热泵性能的影响

4.4.2 室外空气温度对系统性能的影响

图 4-14 所示为室外空气温度对系统的热电性能和各种效率的影响。从图中可以看出，系统的热功率和热效率随室外空气温度的升高而升高，系统的电功率、电效率和㶲效率则随着室外空气温度的升高而降低，而综合效率则基本保持不变。当室外空气温度从 20℃上升到 35℃的时候，系统的热功率和热效率分别从 291.2W 和 33.7%上升到 321.3W 和 37.4%，系统的电功率、电效率和㶲效率则分别从 116.5W、13.8% 和 11.8% 下降到 95.0W、11.3% 和 10.4%，而系统的综合效率一直保持在 31.5% 左右。室外空气温度每升高 5℃，热功率和热效率分别上升 10.0W 和 1.2%，电功率、电效率和㶲效率分别降低 7.1W、0.83% 和 0.47%。当室外空气温度升高时，热管式太阳能 PV/T 集热器与周围空气的热损失减少，所以系统的热功率和热效率会增加，同时光伏电池的温度会因此升高，造成光伏电池的内阻增大，所以系统的电功率和电效率会降低。热效率的增加和电效率的降低相互抵消，所以系统的综合效率基本不变。而环境温度的升高造成了系统㶲效率的降低。

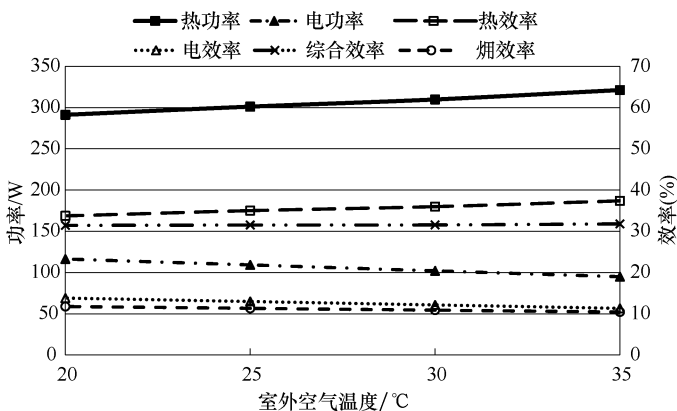


图 4-14 室外空气温度对系统热电性能和各种效率的影响

图 4-15 所示为室外空气温度对热泵性能的影响。从图中可以看出，随着室外空气温度的升高，冷凝换热量、压缩机功率和 COP 均呈现上升的趋势，而 $COP_{PV/T}$基本保持不变。当室外空气温度从 20℃上升到 35℃时，冷凝

换热量、压缩机功率和 COP 分别从 1087.1W、422.5W 和 2.57 上升到 1202.6W、441.4W 和 2.72；而 $COP_{PV/T}$则保持在 3.29 左右。室外空气温度每上升 5℃，冷凝换热量、压缩机功率和 COP 分别上升 38.5W、6.3W 和 0.05，室外空气温度的升高，使系统的热功率显著增加，所以系统蒸发侧的循环水温度升高，使冷凝换热量、压缩机功率和 COP 均上升。$COP_{PV/T}$基本不变是因为冷凝换热量的增加与电功率和降低相互抵消。

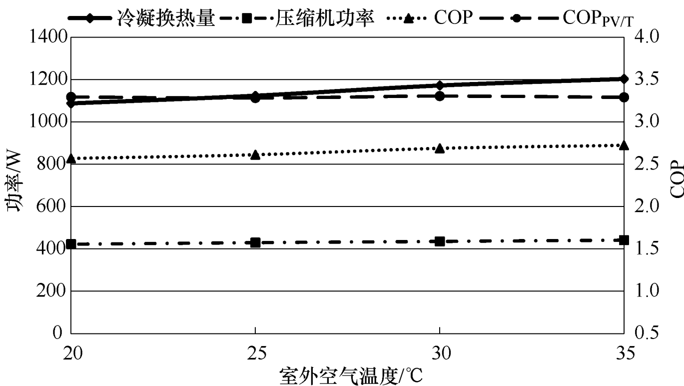


图 4-15　室外空气温度对热泵性能的影响

4.4.3　冷凝器入口水温对系统性能的影响

图 4-16 所示为冷凝器入口水温对系统热电性能和各效率的影响。从图中可以看出，随着冷凝器入口水温的增加，系统的热功率、热效率、电功率、电效率、综合效率和㶲效率基本保持不变，分别保持在 298W、34.7%、92W、11.0%、30% 和 10% 左右。出现这种现象是因为：冷凝器入口水温升高导致冷凝温度的升高，热泵系统会自动调节制冷剂的流量以适应冷凝温度的升高，蒸发温度就不会有较大的变化，蒸发器中的温度变化经过循环水和热管等部件的传递以后，对热管式太阳能 PV/T 集热器温度的影响基本可以忽略，所以系统的热电性能和各个效率随着冷凝器入口水温的升高，基本保持不变。

图 4-17 所示为冷凝器入口水温对热泵性能的影响。从图中可以看出，随着冷凝器入口水温的升高，压缩机功率和冷凝换热量呈现上升的趋势，

而 COP 和 $COP_{PV/T}$ 则呈现下降的趋势。当冷凝器入口水温从 30℃上升到 45℃时，压缩机功率和冷凝换热量分别从 385.6W 和 1151.9W 上升到 457.0W 和 1214.6W，COP 和 $COP_{PV/T}$ 分别从 2.98 和 3.61 下降到 2.65 和 3.18。冷凝换热量每上升 5℃，冷凝换热量上升 20.9W，压缩机功率上升 23.8W，COP 下降 0.11，$COP_{PV/T}$ 下降 0.14。冷凝器入口水温的升高，使冷凝温度升高，所以压缩机功率显著增加；由于系统的热功率没有明显的变化，即热泵系统从外界吸收的热量没有明显的变化，而压缩机功率有显著的增加，所以热泵的冷凝换热量增加。压缩机功率增加的幅度大于冷凝换热量增加的幅度，所以系统的 COP 和 $COP_{PV/T}$ 会呈现下降的趋势。

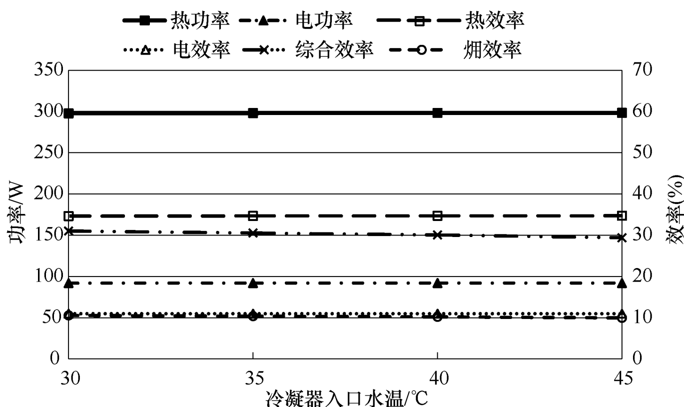


图 4-16 冷凝器入口水温对系统热电性能和各效率的影响

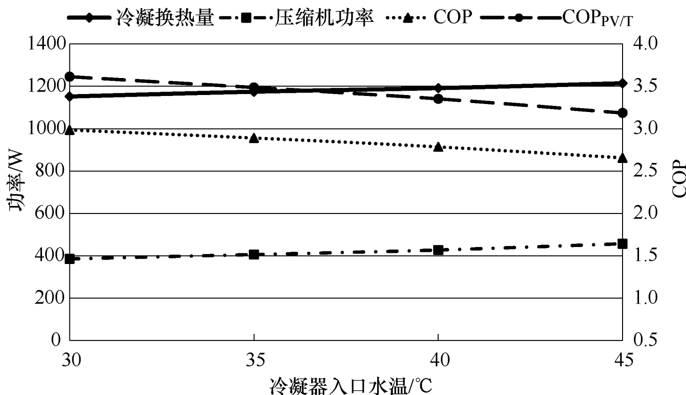


图 4-17 冷凝器入口水温对热泵性能的影响

4.5　热管式太阳能 PV/T 热泵系统的优化设计

从以上分析可以看出，所建立的实验装置存在热水系统与热泵系统不匹配的问题，热泵系统的蒸发换热量大于热水系统从外界吸收的热量，致使水箱中水温下降较快，热泵系统的蒸发温度下降，再加上热泵系统本身容量较小，造成系统的 COP 较低。因此，将原系统中小容量的压缩机更换为大容量的压缩机，并且将热管式太阳能 PV/T 集热器的数量增加为 3 台，对系统进行了优化设计，并对光伏电池覆盖率、背板吸收率和热管间距对系统性能的影响进行了分析。

4.5.1　压缩机的选取

将小容量的丹佛斯压缩机换成了容量较大的松下压缩机，其型号为 6RS114EAA41，其额定性能如下：制热能力为 1758W，功率为 468W，蒸发温度为 10℃，冷凝温度为 60℃，气缸容积为 11.4cm^3。

利用 4.2.4 节中压缩机模型的建立方法重新对该型号压缩机建立了数学模型。

压缩机功率

$$N = 0.1637\,T_eT_c + 1.2699\,T_e - 0.1274\,T_c + 35.3 \tag{4-74}$$

压缩机中制冷剂质量流量

$$M = 0.0023\,T_eT_c - 5.702\,T_e + 5.422\,T_c + 102.9 \tag{4-75}$$

根据压缩机的参数对热泵的其他部件做了以下修改：蒸发器的长度由 20cm 改为 30cm，冷凝器的长度由 30cm 改为 40cm，毛细管的长度由 1.6m 减为 0.48m。

4.5.2　多台集热器的连接

多台集热器有串联和并联两种形式，利用热管式太阳能 PV/T 热水系统的模型对两种连接方式的集热功率、集热效率、发电功率和发电效率进行了研究，在利用热水系统模型进行模拟时，同样选择了 2015 年 8 月 25 日的气象数据作为数学模型的气象条件；集热器的台数为 3 台。结果如图 4-18

和图 4-19 所示。

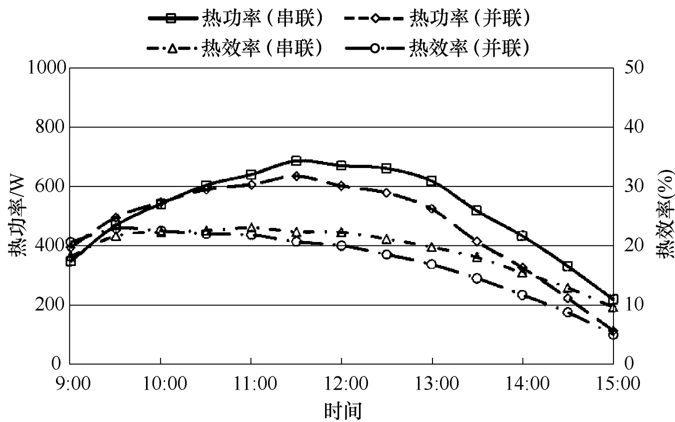


图 4-18　集热器串联和并联时热功率和热效率的比较

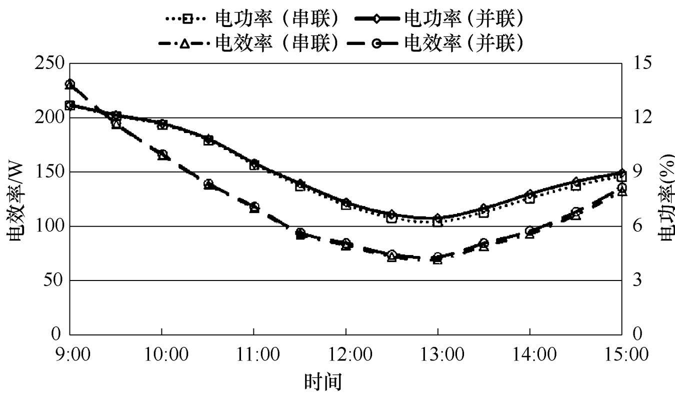


图 4-19　集热器串联和并联时电功率和电效率的比较

图 4-18 和图 4-19 所示为三台集热器串联和并联时热功率和热效率等参数的比较。从图中可以看出串联时的热功率和热效率从 10：00 开始便明显高于并联时的热功率和热效率，而串联和并联的电功率和电效率并没有太大的区别，串联时热功率和热效率的最高值分别为 749. 7W 和 24. 9%，而并联时两者的最高值分别为 692. 3W 和 24. 3%。这是因为并联时通过三台集热器联箱的水流量相等，并且等于总流量，而串联时三台集热器联箱中水的流量为总流量的 1/3，串联时通过集热器联箱的水流量更大，因此循环水与

联箱的传热系数也更高，所以三台集热器串联时集热效果更好。

根据以上分析，选用三台集热器并联的方式，对系统进行系统优化设计分析。

4.5.3　光伏电池覆盖率对系统性能的影响

利用增大容量的热泵系统和三台集热器并联的热水系统对光伏电池覆盖率、背板吸收率和热管间距对系统性能的影响进行分析，对三个影响因素的分析分别在工况 D、E 和 F 下进行，工况 D、E 和 F 具体参数见表 4-3。

表 4-3　D、E 和 F 三种运行工况

工　况	光伏电池覆盖率	背板吸收率	光伏电池吸收率	热管间距/mm
D	0.5，0.65，0.8，0.9	0.95	0.85	75
E	0.8	0.5，0.65，0.8，0.9	0.85	75
F	0.8	0.8	0.85	65，75，90，110

图 4-20 所示为光伏电池覆盖率对系统热电性能和各效率的影响。从图中可以看出随着光伏电池覆盖率的增加，系统的热功率、热效率呈现下降趋势，而电功率、电效率、综合效率和㶲效率均呈现上升的趋势。当光伏电池的覆盖率从 0.5 增加到 0.95 时，系统的热功率从 882.7W 下降到 824.5W，热效率从 33.0% 下降到 30.9%，电功率从 114.2W 上升到 245.6W，电效率从 9.2% 上升到 10.3%，综合效率从 34.1% 上升到 36.8%，㶲效率从 8.6% 增加到 13.5%。覆盖率每增加 0.1，热效率下降 0.47 %，电效率增加 0.24%，综合效率增加 0.6%，㶲效率 1.1% 增加。这是因为增加光伏电池的覆盖率之后，光伏电池的面积增大，电功率显然会增加，而此时光伏电池的吸收率小于背板的吸收率，覆盖率增加之后，集热器总的吸收率降低，集热器吸收的太阳辐射减少，所以热功率和热效率降低；电效率的增加是因为集热器吸收的太阳辐射减少，光伏电池的温度降低，从而使电效率上升；电功率增加的幅度要大于热功率降低的幅度，所以综合效率和㶲效率也会增加。

图 4-21 所示为光伏电池覆盖率对热泵系统性能的影响。从图中可以看出系统中热泵的冷凝换热量、压缩机功率和 COP 随着光伏电池覆盖率的增

加均略有降低，而 $COP_{PV/T}$随光伏电池覆盖率的增加而升高。当光伏电池的覆盖率从 0.5 增加到 0.95 时，冷凝换热量从 1729.2W 下降到 1704.6W，压缩机功率从 411.4W 下降到 409.1W，COP 从 4.2 下降到 4.1，$COP_{PV/T}$从 4.9 上升到 5.7。这是因为光伏电池的覆盖率增加之后，系统的热功率降低，水箱中水的温度降低，使热泵的蒸发温度降低，从而使冷凝换热量和压缩机功率均有所降低，而冷凝换热量降低的幅度大于压缩机功率降低的幅度，所以 COP 也会降低。$COP_{PV/T}$的上升是因为覆盖率增加之后系统的电效率显著地增加。

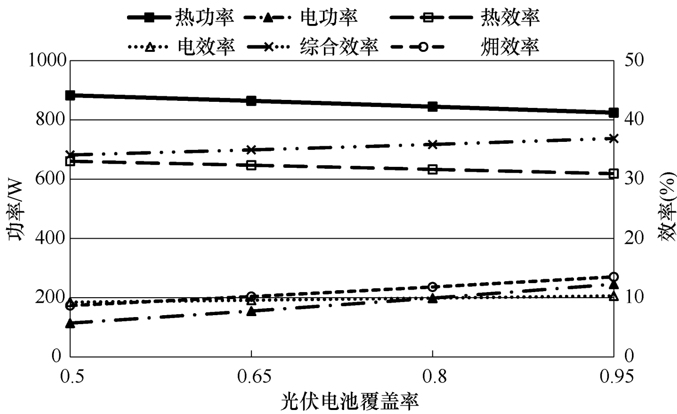


图 4-20 光伏电池覆盖率对系统热电性能和各效率的影响

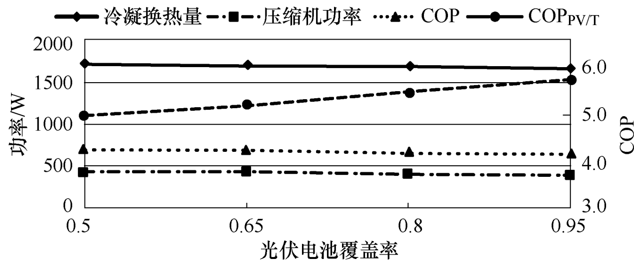


图 4-21 光伏电池覆盖率对冷凝换热量、压缩机功率、COP 和 $COP_{PV/T}$的影响

4.5.4 背板吸收率对系统性能的影响

图 4-22 所示为背板吸收率对系统热电性能和各效率的影响，从图中可

以看出，随着背板吸收率的增加，系统的热功率和热效率逐渐增加，电功率和电效率降低，系统的综合效率和㶲效率基本不变。当背板的吸收率从 0. 5 增加到 0. 95 时，电功率从 824. 6W 增加到 901. 3W，热效率从 32. 9% 增加到 35. 8%，电功率从 168. 1W 下降到 142. 1W，电效率从 11. 0% 下降到 9. 5%，㶲效率和综合效率分别保持在 10. 1% 和 34. 5% 左右。背板吸收率每上升 0. 1，热效率上升 0. 64%，电效率下降 3. 3%。随着背板吸收率的增大，光伏板吸收更多的太阳辐射，光伏板的温度上升，使系统的热效率上升，电效率下降，而综合效率和㶲效率基本不变。

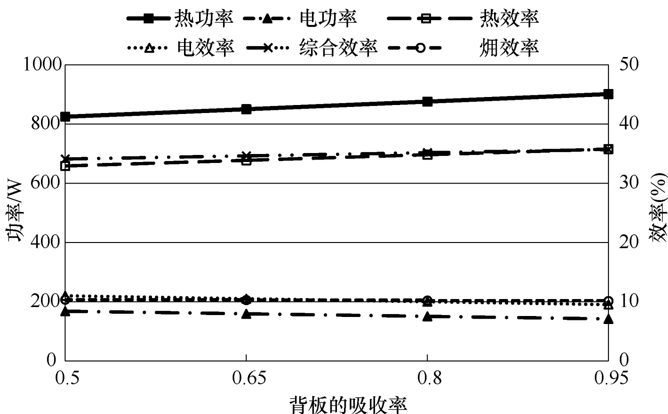


图 4-22　背板吸收率对系统热电性能和各效率的影响

图 4-23 所示为背板吸收率对热泵系统性能的影响，从图中可以看出，随着光伏板背板吸收率的增加，冷凝换热量增大，压缩机功率基本不变，系统的 COP 因此增大，而 $COP_{PV/T}$降低。当背板的吸收率从 0. 5 上升到 0. 95 时，压缩机功率从 409. 9W 变化到 412. 3W，基本不变，冷凝换热量从 1704. 9W 上升到 1738. 2W，增加了 33. 3W，COP 从 4. 15 增加到 4. 22，增加了 0. 07，$COP_{PV/T}$从 5. 23 降低到 5. 12。这是因为系统热功率的增加，使水箱中水的温度增加，蒸发温度上升，从而使冷凝换热量和 COP 略有增加；系统的电功率因背板吸收率的增加而降低，所以 $COP_{PV/T}$呈现下降的趋势。

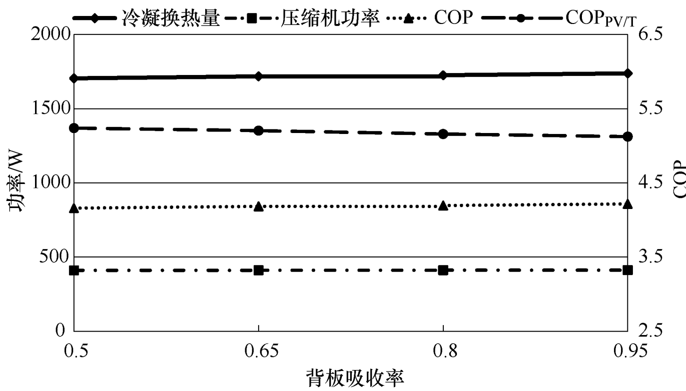


图 4-23 背板吸收率对冷凝换热量、压缩机功率、COP 和 $COP_{PV/T}$的影响

4.5.5 热管间距对系统性能的影响

图 4-24 所示为热管间距对系统热电性能和各效率的影响。从图中可以看出，随着热管间距的增加，系统的热电性能和各效率均呈现下降的趋势。当热管间距从 65mm 增加到 110mm 时，热功率从 964.3W 下降到 720.5W，热效率从 38.2% 下降到 28.7%，电功率从 185.3W 下降到 157.7W，电效率从 12.3% 下降到 10.7%，综合效率从 39.3% 下降到 30.3%，㶲效率从 11.2% 下降到 9.7%。热管间距每增加 10mm，热效率下降 1.7%，电效率下降 0.29%，一次综合效率下降 2.2%，㶲效率下降 0.3%。这是因为，热管间距增加之后，热管的数量减少，热管从光伏板吸收的热量减少，系统的热功率和热效率因此下降；光伏板的温度也会升高，从而使电功率和电效率也下降，最后导致综合效率和㶲效率下降。

图 4-25 所示为热管间距对冷凝换热量、压缩机功率、COP 和 $COP_{PV/T}$的影响。从图中可以看出，随着热管间距的增加，冷凝换热量、压缩机功率、COP 和 $COP_{PV/T}$均呈现下降的趋势。当热管间距从 65mm 增加到 110mm 时，冷凝换热量从 1763.7W 下降到 1658.7W，压缩机功率从 414.1W 下降到 406.7W，COP 从 4.26 下降到 4.07，$COP_{PV/T}$从 5.4 下降到 5.1。热管间距每增加 10mm，冷凝换热量下降 19.1W，压缩机功率下降 1.36W，COP 下降 0.02，$COP_{PV/T}$下降 0.06。热管间距的增加使系统热功率和电功率下降，水

箱中水的温度下降，蒸发温度下降，使压缩机功率略有下降，冷凝换热量下降，此时冷凝换热量下降的幅度较大，从而使 COP 和 $COP_{PV/T}$ 均呈现下降的趋势。

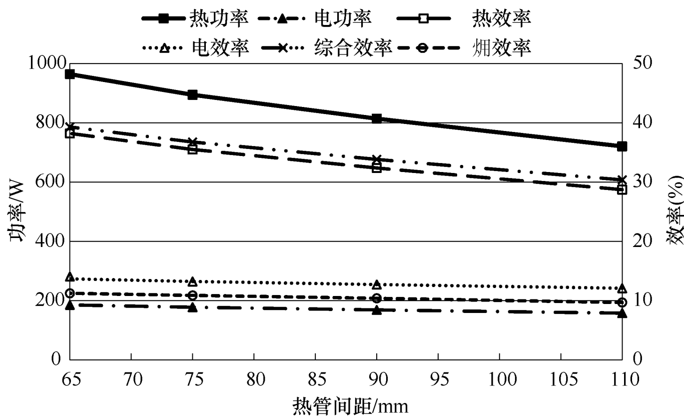


图 4-24　热管间距对系统热电性能和各效率的影响

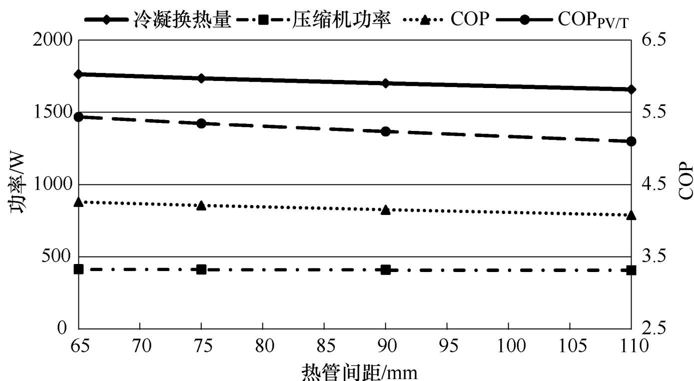


图 4-25　热管间距对冷凝换热量、压缩机功率、COP 和 $COP_{PV/T}$ 的影响

4.6　本章小结

建立了热管式太阳能 PV/T 热泵系统供热模式下的数学模型，该模型由两部分组成：热水系统的模型和热泵系统的模型，其中热水系统的模型为

动态分布参数模型，即模型的温度参数随着时间的变化而变化，并且各部分的温度参数不相同，该模型由玻璃板、光伏板、铝片、热管、联箱和水箱六部件的热平衡方程组成。利用隐式格式对热平衡方程进行离散求解。热泵系统的模型为准稳态分布参数模型，即在热水系统动态计算的 $\Delta\tau$ 时间步长内认为热泵系统准稳态运行，热泵系统的模型由冷凝器、蒸发器、毛细管和压缩机四个部件的数学模型组成。蒸发器和冷凝器的模型为分布参数模型，毛细管的模型为集中参数模型，压缩机的模型为根据图像拟合的模型。最后本章给出了整个程序计算的程序框图，并对框图进行了详细的描述。

本章首先利用实验数据对第三章建立的模型进行了验证，分别比较了热功率、热效率、蒸发侧水箱中水温、电功率、电效率、光伏板温度、冷凝换热量、压缩机功率和 COP 的实验值和模拟值的相对误差。相对误差保持在 -14.9% ~11.5%，模拟值与实验值较为吻合，分析表明，该模型可以较为准确地预测热管式太阳能 PV/T 热泵系统的性能。

利用验证过的模型对太阳辐射照度、室外空气温度和冷凝器的入口水温对系统性能的影响进行了分析。结果表明：太阳辐射照度的增加，会增加系统的热功率、电功率和热泵的性能，但是会降低系统的热效率、电效率、综合效率和㶲效率；系统的热功率、热效率和热泵的性能随室外空气温度的升高而升高，而电功率、电效率和㶲效率随室外空气温度的升高而降低，室外空气温度对系统的综合效率影响较小；冷凝器入口水温的升高会降低热泵的性能，但是系统的热电性能、综合效率和㶲效率受冷凝器入口水温的影响较小。

最后基于建立的数学模型对系统的结构进行了优化设计。更换了较大容量的热泵，并且增加了集热器的台数，分别分析了光伏电池的覆盖率、背板的吸收率和热管间距对系统性能的影响。分析表明，光伏电池覆盖率的增加，会降低系统的热功率、热效率、冷凝换热量、压缩机功率和 COP，但会增加系统的电功率、电效率、综合效率、㶲效率和 $COP_{PV/T}$；背板吸收率的增加会使系统的热性能、综合效率和热泵的 COP 升高，但是会降低系统的电性能、㶲效率和 $COP_{PV/T}$；热管间距的减小会全面提高系统的性能，但是在一定程度上增加成本。

CHAPTER 5

第5章　新型热泵系统应用案例分析

为了深入研究热管式太阳能 PV/T 热泵系统在北京农村地区供热水和供暖的可行性，并寻找热管式太阳能 PV/T 热泵系统在北京地区应用的最优形式，本章结合北京地区的气候条件及太阳能资源状况，对北京农村地区典型住宅建筑进行了全年工况特性分析。

5.1　北京地区气候特点及太阳能资源情况

北京市位于华北平原西北部，是典型的暖温带半湿润大陆性季风气候。北京地区年总辐射量为 4689～5694MJ/m^2，历年平均值为 5357MJ/m^2，年散射辐射量历年平均值为 2413MJ/m^2，年直射辐射量历年平均值为2944MJ/m^2。根据参考文献［58］统计的北京地区各月辐射量历年平均值的年变化情况，北京地区月总辐射、散射辐射和直射辐射最大值均出现在5月，分别为662MJ/m^2、297MJ/m^2 和 365MJ/m^2，而最小值则均出现在12月，分别为231MJ/m^2、102MJ/m^2和 129MJ/m^2。北京地区延庆盆地和密云县西北到怀柔东部区域年总辐射量较高，在 5652MJ/m^2以上；而房山区霞云岭附近年太阳辐射量较低，约为 4689MJ/m^2。

北京地区年平均日照时数多在 2000～2800h，延庆县和古北口附近的日照时数最长，年日照时数一般都在 2800h 以上；而房山区霞云岭附近的日照时数最小，年日照时数通常为 2063h。由于北京地区夏季正当雨季，受雨季

天气影响，夏季日照时数较少，月日照一般只有 230h 左右；秋季月日照时数低于夏季日照时数，但高于冬季日照时数，一般为 230 ~ 245h；冬季则是北京地区一年中日照时数最少的季节，月日照时数通常不足 200h，一般在 170 ~ 190h。但从冬季连续日照时数和实际日照时数比值关系看，北京夏、冬季可被有效利用的日照时数仍十分可观[58]。

5.2 典型建筑概况

5.2.1 农村典型住宅建筑

根据 2006 年许威、罗淑湘等对北京市 80 个村庄，10587 人次的住宅调研情况[60]，可以得出：北京农村地区单层建筑占总面积的 98.8%，且绝大多数为砖砌体结构；外墙多采用黏土实心砖、门窗多采用木质，南向窗墙比（农村住宅建筑门窗多南向布置）多为 0.4 ~ 0.5。详细统计结果，可分别见表 5-1 及表 5-2。

表 5-1 农村住宅外围护结构统计结果

项目	结构类型	所占比例（%）	传热系数 /[W/(m^2·K)]	平均传热系数 /[W/(m^2·K)]
外墙	370mm 黏土实心砖	50.8	1.67	1.9
	240mm 黏土实心砖	33.7	2.25	
外窗	单层木窗	78.6	4.7	5.1
	单层塑钢/铝窗	21.4	6.4	
屋面	基本无保温措施	—	1.02 ~ 3.47	1.2

表 5-2 农村住宅建筑窗墙比统计情况

建筑南向窗墙比	0.3 ~ 0.4	0.4 ~ 0.5	0.5 ~ 0.65	其他
占比（%）	15	35	20	30

另外，根据高建卫、朱能等于 2006 年 7 月在北京市远郊区县进行的抽样调查情况：北京农村住宅建筑，居住面积一般为 102m^2，且多数为砖混结构，基本没有保温措施；85% 的建筑使用实心砖，普遍采用 370mm 外墙和 240mm 内墙；坡屋顶数量占四分之三，多数住房顶棚为石膏板吊顶；

92.7%的门窗采用单玻璃木门窗和铝合金门窗，并用较大南窗来增加室内采光和方便冬季室内取暖，但热量损失严重；同时，北京农村地区冬季室内平均温度仅为 8℃左右，舒适性较差[61]。

北京农村地区现有建筑大部分为平房，根据上述调研资料，最终确定北京地区农村住宅典型建筑平面图，如图 5-1 所示。该住宅建筑长 16.8m、进深 6m、层高 3.6m，体形系数为 0.67，南北朝向，南向窗墙比为 0.33，总建筑面积 100.8m^2。该住宅建筑的外墙、外窗、屋顶、外门等的详细构造及传热系数，按表 5-3 选取。

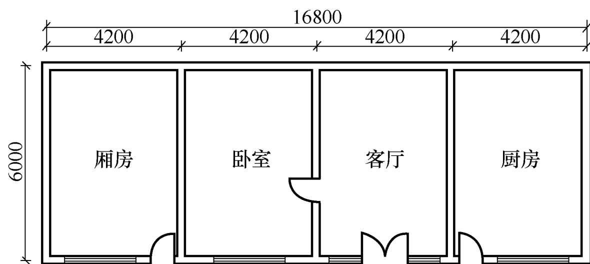


图 5-1　农村典型住宅建筑平面图

表 5-3　典型建筑围护结构及传热系数

围护结构名称	构 造 材 料	传热系数/[W/(m^2·K)]
外墙	20mm 厚白灰砂浆 370mm 实心黏土砖 20mm 厚水泥砂浆	1.67
外窗	单层木窗（单玻璃）	4.7
外门	单层木门（单玻璃）	4.52
屋顶	20mm 厚白灰砂浆，预制空心板 200mm 厚黄土，80mm 厚混凝土 20mm 厚水泥砂浆	1.86

该建筑共分为 4 个房间，分别为厢房、卧室、客厅和厨房；其中厢房和卧室夏季采用空调制冷，除厨房外，其他房间都采用地板供暖。农村地区居民户外活动较多，常常处于室内外频繁流动状态，且着衣较厚，对室内温度的要求相对较低；同时，当室内温度达到 14℃左右时，就能够满足大多数居民的基本供暖要求[61]；因此，进行冬季室内负荷计算时，将室内设

计温度定为 14℃。

5.2.2 建筑热负荷需求分析

1. 建筑供暖负荷需求分析

北京农村居住建筑户均年供暖用煤量为 2300kg，单位供暖面积煤耗为 33.5kg 标准煤。北京供暖季从 11 月到 3 月，设计供暖期为 122 天。因此，根据标准煤每千克含热量 7000kcal（29307kJ）的标准，最终可以计算出北京农村地区住宅建筑单位面积年总耗热量为 0.982GJ，耗热量指标为 93.14W/m^2。按照卧室、厢房和客厅三个房间供暖来计算，建筑供暖日总耗热量为 608.38MJ。但太阳能是一种间断性能源，只能在白天提供热量，而且太阳能热泵系统只在上午 8：30 至下午 16：30 之间运行；因此，热管式太阳能 PV/T 热泵系统每天承担供暖负荷应按实际运行时间为 8h 的建筑供暖负荷来计算，为 202.79MJ。

2. 热水负荷需求分析

（1）热水定额　设计日用热水量决定着热管式太阳能 PV/T 集热器面积以及热水箱容量的大小。为提高系统的准确性，应按照平均日热水用水量计算热水系统的热水负荷：有自备热水供应和沐浴设备的住宅，可按 20 ~ 40L/(人 · d)，有集中热水供应和沐浴设备的住宅，可按 30 ~ 50L/(人 · d)。本书用水定额取 40L/(人 · d)。

（2）设计冷、热水温度　根据热管式太阳能 PV/T 热水系统的特点，在综合考虑设备及管道的结垢和腐蚀，节能、节水和节约设备费用的情况下，最终确定系统的热水供水温度为 45℃。

农村地区多采用地下水，根据相关规范冷水温度取 10 ~ 15℃[62]。因此，确定全年冷水供水温度为 12℃。

（3）农村住宅使用人数　2010 年第六次全国人口普查数据显示，北京市平均每个家庭户的人口为 2.46 人，北京市乡村地区平均每个家庭户的人口为 2.75 人[63]。因此，北京乡村地区住宅建筑按 3 人/户计。

（4）太阳能保证率　太阳能保证率参见表 5-4，由于北京属于太阳能资源较丰富区，因此热负荷太阳能保证率取 50%。

表 5-4　太阳能热水系统太阳能保证率选值表

太阳能资源带	全年辐照量/[MJ/(m²·a)]	太阳能保证率（%）
资源丰富带	≥6700	≥60
资源较丰富带	5400～6700	50～60
资源一般带	4200～5400	40～50
资源贫乏带	≤4200	≤40

（5）热水负荷　热水负荷计算公式

$$Q_h = c_w V \rho_w (T_{end} - T_i) \tag{5-1}$$

式中　Q_h——加热热水需要热量（kJ）；

c_w——水的比定压热容［kJ/(kg·℃)］；

V——用水量（m^3）；

ρ_w——水密度（kg/m^3）；

T_i——水箱初始水温（℃）；

T_{end}——水箱终止水温（℃）。

在确定北京农村地区人均日用水定额、户均人口数、设计热水温度和冷水温度的情况下，可以按照式（5-1）来计算年平均热水负荷，结果为 16.63MJ。

5.2.3　建筑电负荷需求分析

建筑的电力能耗主要包括照明能耗、插座能耗和空调供暖等能耗。为了便于电力能耗的分析计算，假定照明和动力插座系统的动态耗电量基本稳定，且不考虑空调供暖等能耗。

1. 照明能耗计算

通过下式，来计算该住宅建筑照明的日耗能量

$$Q_1 = \frac{N_1 K_1 T_1}{1000} \tag{5-2}$$

式中　Q_1——照明日耗电量（kW·h）；

N_1——照明功率（W）；

K_1——需要系数，取 0.8；

T_1——照明日均开启时间（h）。

假定该农村典型住宅建筑厢房、卧室和厨房的照明负荷都为40W，客厅照明负荷为80W，日均开启时间为5h，同时需要系数取0.8，则该住宅建筑每天的照明耗能量为0.80kW·h。

2. 插座能耗计算

采用设备法计算建筑插座能耗

$$Q_{si}=\frac{N_{si}K_iT_i}{1000} \tag{5-3}$$

式中 Q_{si}——单台设备日耗能量（kW·h）；

N_{si}——单台设备功率（W）；

K_i——设备需要系数；

T_i——设备日均运行时间（h）。

根据典型住宅的情况，选择常用家用电器设备，见表5-5。

表5-5 常用家用电器设备

序号	设备名称	功率/W	需要系数	日均运行时间/h
1	电视	135	0.45	8
2	计算机	250	0.45	4
3	电冰箱	20	0.9	24
4	洗衣机	410	0.4	2

根据式（5-3）计算家用电器设备的日耗能量及建筑插座能耗，见表5-6。

表5-6 家用电器设备日耗能量

设备名称	电视	计算机	电冰箱	洗衣机	总计
日耗电量/kW·h	0.49	0.45	0.43	0.33	1.70

5.3 全年工况分析

5.3.1 太阳辐射量计算

热管式太阳能 PV/T 集热器集热面是一个斜面，同水平面有一定的角

度，而一般气象数据资料中给出的太阳辐射量都为水平值。为提高热管式太阳能 PV/T 集热器设计的准确性和实用性，需要先将水平面的辐射量进行直接辐射和散射辐射分离；然后，再将水平面上的直射辐射、散射辐射转换为热管式太阳能 PV/T 集热器倾斜面上的直射辐射和散射辐射，进而得出热管式太阳能 PV/T 集热器倾斜面上的辐射量。

1. 北京地区气象数据

为了保证气象数据的准确性，选择参考文献［64］中北京地区“典型气象年”的气象数据资料来进行全年工况分析。典型气象年的数据，是根据建筑节能设计标准的要求，以近 30 年的统计为基础，从近 10 年数据中进行挑选，然后整合为一年而成[64]。采用这样的数据，可以使分析结果更加符合当地实际的气候状况。表 5-7 所示为北京地区典型气象年水平面上月平均辐射量，表 5-8 所示数据来源气象台站信息。

表 5-7 典型气象年水平面上月平均辐射量[64]

月份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
$\overline{H}$/(MJ/m^2)	8.2	12.0	15.0	18.1	19.2	18.9	17.1	16.6	13.4	11.5	8.8	7.0

表 5-8 数据来源气象台站信息[64]

台站名称	台站号	台站类型	北纬	东经	海拔高度/m	常年大气压/Pa
北京	54511	基本站	39.8°	116.47°	31.3	101169

2. 总辐射量的直射、散射分离

（1）总辐射量的直射、散射分离方程　为了求得各月水平面上散射辐射量和直射辐射量，需要对水平面总辐射量进行直、散射分离。由于水平面月平均散射辐射量与月平均太阳总辐射量之比和地表水平面月平均总辐射量与大气上界月平均太阳辐射量之比具有很好的相关性。因此可通过散射辐射回归方程[66]求解水平面上月平均散射辐射量

$\omega_s \leqslant 81.4°$ 且 $0.3 \leqslant \overline{K}_T \leqslant 0.8$ 时

$$K_d = \frac{\overline{H}_d}{\overline{H}} = 1.391 - 3.56\,\overline{K}_T + 4.189\,\overline{K}_T^2 - 3.108\,\overline{K}_T^3 \tag{5-4}$$

$\omega_s > 81.4°$ 且 $0.3 \leqslant \overline{K}_T \leqslant 0.8$ 时

$$K_d = \frac{\overline{H}_d}{\overline{H}} = 1.311 - 3.022\overline{K}_T + 3.427\overline{K}_T^2 - 1.821\overline{K}_T^3 \tag{5-5}$$

式中 K_d——地表水平面月平均散射辐射量与月平均辐射量之比；

$\overline{H}_d$——地表水平面月平均散射辐射量（MJ/m^2）；

$\overline{H}$——地表水平面月平均辐射量（MJ/m^2）；

ω_s——日出日落时角（rad），$\omega_s = \arccos(-\tan\varphi\tan\delta)$；

$\overline{K}_T$——月平均清晰度指数，为地表水平面太阳辐射量和大气层上界太阳辐射量的比值，其表达式为

$$\overline{K}_T = \frac{\overline{H}}{\overline{H}_0} \tag{5-6}$$

式中 $\overline{H}_0$——大气层上界月平均太阳辐射量（MJ/m^2）。

因此，根据式（5-4）、式（5-5）可以得出

$$\overline{H}_d = K_d\overline{H} \tag{5-7}$$

$$\overline{H}_b = \overline{H} - \overline{H}_d \tag{5-8}$$

式中 $\overline{H}_d$——地表水平面月平均散射辐射量（MJ/m^2）；

$\overline{H}_b$——地表水平面月平均总直射辐射量（MJ/m^2）。

（2）大气层上界月平均太阳辐射量计算方法　根据式（5-6）可知，要求得地表水平面上散射和直射辐射量，就需要计算北京地区大气层上界月平均太阳辐射量。因此，整理得大气层上界月平均太阳辐射量计算公式[66]

$$\overline{H}_0 = \frac{\gamma I_{sc}}{\pi}(\omega_s\sin\varphi\sin\delta + \cos\varphi\cos\delta\sin\omega_s) \tag{5-9}$$

式中 $\overline{H}_0$——大气层上界月平均太阳辐射量（MJ/m^2）；

I_{sc}——太阳常数，取 1367W/m^2，即 118.109 $MJ/(m^2 \cdot d)$；

γ——辐射通量修正系数，$\gamma = 1 + 0.033\cos\frac{360°n}{365}$，其中，$n$ 为全年中日期序号，从 1 到 365；

ω_s——日出日落时角（rad），$\omega_s = \arccos(-\tan\varphi\tan\delta)$；

φ——对应地理纬度（°），根据表 5-8，此处取 39.8°；

δ——太阳赤纬角（°），$\delta = 23.45°\sin\left(360° \times \frac{284+n}{365}\right)$；

π——取 3.1415926。

为计算准确，防止出现偏差，选择各月不同代表日，见表 5-9。

表 5-9　不同月份代表日

月　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
代表日	17	16	16	15	15	11	17	16	15	15	14	10
n	17	47	75	105	135	162	198	228	258	288	318	344

（3）总辐射量的直射、散射辐射量　根据选出的各月代表日，最终计算得出典型气象年各月水平面月平均散射辐射量$\overline{H}_d$和直射辐射量$\overline{H}_b$，见表 5-10。

表 5-10　各月水平面月平均散射辐射量和直射辐射量

月　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
$\overline{H}_d$/(MJ/m^2)	1.7	1.5	5.8	7.4	8.5	9.0	8.7	7.9	6.5	4.8	1.9	1.8
$\overline{H}_b$/(MJ/m^2)	6.4	10.5	9.1	10.7	10.6	9.9	8.4	8.7	6.9	6.7	6.9	5.2

3. 倾斜面辐射量

采用各向同性模型[67]（即散射辐射和地面反射辐射值，与太阳入射方向无关，直射辐射与太阳入射方向有关）来进行倾斜面月平均辐射量的计算公式

$$\overline{H}_T = \overline{H}_b\overline{R}_b + \overline{H}_d\frac{(1+\cos\beta)}{2} + \overline{H}\frac{(1-\cos\beta)}{2}\rho \qquad (5\text{-}10)$$

式中　$\overline{H}_T$——倾斜面月平均辐射量（MJ/m^2）；

$\overline{H}$——水平面月平均总辐射量（MJ/m^2）；

$\overline{H}_b$——水平面月平均直射辐射量（MJ/m^2）；

$\overline{H}_d$——水平面月平均散射辐射量（MJ/m^2）；

β——斜面倾角，即斜面与水平面之间的夹角，取 30°；

ρ——地面反射率，一般取 $\rho=0.2$，具体情况根据表 5-11 查询；

表 5-11　不同地面的反射率

地面类型	反射率（%）	地面类型	反射率（%）	地面类型	反射率（%）
沙漠	0.24～0.28	湿草地	0.14～0.26	新雪	0.81
干燥土地	0.10～0.20	干草地	0.15～0.25	残雪	0.46～0.7
湿裸地	0.08～0.09	森林	0.04～0.10	水面	0.69

$\overline{R}_b$——斜面与水平面直射辐射量之比的月平均值，对于北半球正南朝向（即太阳方位角$\gamma_s=0$）的斜面，可按下式计算[66]

$$\overline{R}_b=\frac{\cos(\varphi-\beta)\cos\delta\sin\omega_s'+\omega_s'\sin(\varphi-\beta)\sin\delta}{\cos\varphi\cos\delta\sin\omega_s+\omega_s\sin\varphi\sin\delta} \tag{5-11}$$

式中 δ——太阳赤纬角（°）；

φ——相应地理纬度，此处取 39.8°；

ω_s——水平面的日落时角，$\omega_s=\arccos(-\tan\varphi\tan\delta)$；

ω_s'——倾斜面上的日落时角，时角计算方法

$$\omega_s'=\min\{\arccos(-\tan\varphi\tan\delta),\arccos[-\tan(\varphi-\beta)\tan\delta]\}$$

照射到实验台热管式太阳能 PV/T 集热器斜面的各月月平均辐射量计算结果见表 5-12。

表 5-12 热管式太阳能 PV/T 集热器斜面月平均辐射量

月　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
$\overline{H}_T$/(MJ/m²)	14.7	18.9	17.9	18.8	18.3	17.4	16.0	16.5	14.7	15.0	15.0	12.9

图 5-2 表示的是热管式太阳能 PV/T 集热器斜面月平均辐射量的逐月变化情况。从图中可以看出，在热管式太阳能 PV/T 集热器斜面的辐射量中，2 月份最高，为 18.9MJ/m²，其次为 4 月份 18.8MJ/m²，最低为 12 月份 12.9MJ/m²，12 月份辐射量较 2 月份下降 32%；从 2 月份到 12 月份，斜面月平均辐射量整体上呈下降的趋势。

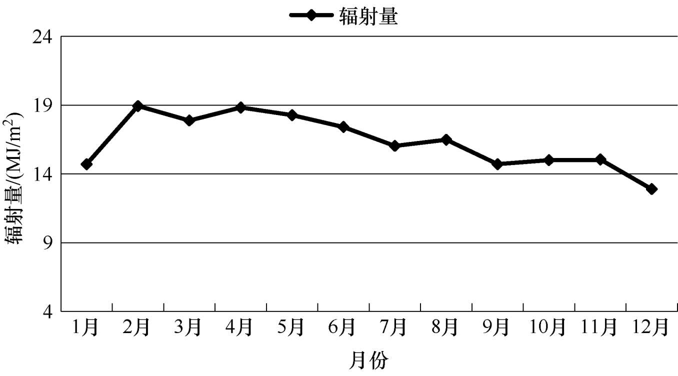


图 5-2 热管式太阳能 PV/T 集热器斜面月平均辐射量

5.3.2　系统运行方案设计

进行太阳能系统设计，需要在全年尽可能平衡的条件下，满足负荷较大或侧重某一季节的负荷需求。由于太阳辐射具有随机性，使得太阳能热水系统，若按天进行计算，既烦琐也没有实际意义；若以年为周期，则又无法得出太阳辐照量随季节变化的关系，故最合理的方法是以月为基础进行计算。这一方法，既能得出各月的平均数据，满足工程需求；又能很好地与当地季节性气候特点相适应[52]。因此，针对在北京农村地区应用热管式太阳能 PV/T 热泵系统，本书侧重不同的负荷需求，设计了三种运行方案，并结合北京地区月平均辐射量气象数据进行了全年工况分析。侧重不同负荷需求的三种运行方案分别为：方案一：侧重满足供暖季热水负荷需求；方案二：侧重满足冬季供暖负荷需求；方案三：侧重满足全年电负荷需求。

热管式太阳能 PV/T 系统通常是在一定的时间段内使用，因此，热管式太阳能 PV/T 系统集热面积或光伏面积的计算参数应取相应时间段内的平均值才更符合实际使用要求；同时，考虑到应用太阳能系统的经济性，参照表 5-4，热负荷太阳能保证率都取 50%。因此，三种运行方案的设计基准：

1）侧重满足供暖季热水负荷需求，即在供暖季采用热管式太阳能 PV/T 热泵系统、在空调季及过渡季采用热管式太阳能 PV/T 热水系统来生产生活热水，并侧重满足供暖季月平均热水负荷 50% 的热负荷需求。

2）侧重满足冬季供暖负荷需求，即供暖季采用热管式太阳能 PV/T 热泵系统提供热量来满足供暖季月平均供暖负荷和热水负荷 50% 的热负荷需求。

3）侧重满足全年电负荷需求，即采用热管式太阳能 PV/T 系统输出电量，来满足年平均电负荷 100% 的电负荷需求。

当热管式太阳能 PV/T 系统提供的热量达不到生活热水和供暖要求时，采用电加热作为辅助热源；当系统提供的电量不能完全满足生活电负荷需求时，使用国家电网供电。同时，由于太阳能的特殊性，太阳能热量的利用只能集中在白天进行。因此，热管式太阳能 PV/T 热水系统和热泵系统只在上午 8：30 至下午 16：30 时间段内集热运行，生产生活热水或向室内

供热。

5.3.3 热电性能分析

1. 侧重满足供暖季热水负荷需求的方案分析

侧重满足供暖季热水负荷需求，即在供暖季采用热管式太阳能 PV/T 热泵系统，在空调季及过渡季采用热管式太阳能 PV/T 热水系统来生产生活热水，并侧重满足供暖季月平均热水负荷 50% 的热负荷需求。因此，按照在供暖季使用热管式太阳能 PV/T 热泵系统生成生活热水来进行系统容量的计算。

（1）集热面积计算　热管式太阳能 PV/T 热泵系统，通过吸取热管式太阳能 PV/T 集热器侧循环水中的热量来向用户供暖。由于冬季自来水水温较低，且冬季频繁更换蒸发侧循环水较为不便；为保证系统蒸发侧循环水水温的相对恒定，而不致过低，从而导致系统受冻及压缩机保护骤停；因此，将热泵机组的理论蒸发换热量按热管式太阳能 PV/T 集热器的集热量来计算，则有

$$Q_{evp} = Q_t \tag{5-12}$$

式中　Q_{evp}——热泵机组蒸发换热量（MJ）；

Q_t——热管式太阳能 PV/T 集热器集热量（MJ）。

热管式太阳能 PV/T 集热器集热量按下式计算

$$Q_t = H_T \eta_t'(1 - \eta_L) \tag{5-13}$$

式中　H_T——热管式太阳能 PV/T 集热器斜面月平均辐射量（kJ/m^2）；

η_t'——热泵系统冬季日平均集热效率，根据实验测试，取值 0.15；

η_L——管路及集热水箱热损失率，由于热管式太阳能 PV/T 热水系统散热面积较小，保温措施较好，且不同于传统直接加热式集热器，故取 0。

列出热泵机组能量平衡方程，则有

$$Q_{cond} = W + Q_{evp} - Q_L \tag{5-14}$$

式中　Q_{cond}——热泵机组冷凝换热量（MJ）；

W——热泵机组压缩机耗电量（MJ）；

Q_L——热泵机组热损失（MJ），此处忽略不计。

同时，热泵机组性能系数的计算方法为

$$COP=\frac{Q_{cond}}{W} \tag{5-15}$$

式中　COP——热泵机组平均性能系数，取 3。

将热泵机组供热量都用来生产生活热水，在不考虑传热损失的情况下，则有

$$Q_{cond}=Q_h \tag{5-16}$$

式中　Q_h——热水负荷（MJ）。

综合式（5-13）~式（5-16）可得，在热泵运行工况下，热管式太阳能 PV/T 集热器面积的计算公式

$$A_t=\frac{(1-1/COP)f_w Q_{cond}}{H_T\eta_t'(1-\eta_L)} \tag{5-17}$$

因此，根据式（5-17），按照年平均热水负荷 16.63MJ，太阳能保证率 50%，以及供暖季平均辐射量 15.89MJ/m^2，即可以得出方案一系统的集热面积为 2.33m^2。选用英利绿色能源型号为 YL200P-23b 的光伏产品来进行系统性能分析，该型号 PV 组件，有效集热面积 1.233m^2，有效光伏电池面积 1.168m^2，其他详细参数可以参考表 2-1。因此，根据该型号单个 PV 组件的有效集热面积，便可计算出方案一系统所需要 PV 组件数量为 2 块，总光伏电池面积为 2.34m^2，总集热面积为 2.47m^2。

（2）热负荷太阳能保证率　根据参考文献［68］，可整理出热管式太阳能 PV/T 热水系统太阳能保证率的计算公式

$$f_w=\frac{A_t H_T\eta_t(1-\eta_L)}{Q_w} \tag{5-18}$$

式中　f_w——热负荷太阳能保证率；

A_t——热管式太阳能 PV/T 集热器总面积（m^2）；

Q_w——热水负荷（MJ）；

η_t——热管式太阳能 PV/T 集热器年或月平均集热效率，根据实验测试，取值 0.3。

根据得出的方案一系统的总集热面积，使用式（5-17）、式（5-18）便

可以求出方案一系统全年的热负荷太阳能保证率，见表 5-13。

表 5-13 全年热负荷太阳能保证率

月　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
f_w（%）	49	63	60	84	81	77	71	73	65	67	50	43

按照上述总集热面积，对热管式太阳能 PV/T 热水系统在过渡季和空调季运行时的热性能分析后发现，其各月的理论热负荷太阳能保证率都较高，个别月份可以达到 80%，理论计算结果显示，供热水效果非常好。

但根据对热管式太阳能 PV/T 热水系统在空调季和过渡季的实测发现，由于实验中热管式太阳能 PV/T 集热器所采用的是成品化的光伏板，产品设计更注重电性能，而忽视其集热性能，且电池覆盖率较高，使得其实测期间光伏板表面最高温度仅达到 64℃，最高日平均值仅为 55℃；再加上光伏电池同集热管之间以及与循环水之间的热阻较大，使得经过换热后系统循环水可以达到的最终集热温度较低，夏季气象条件良好的情况下，集热终水温一般在 40℃左右，春季及秋季过渡季节的集热终水温会更低。因此，为了保证对热管式太阳能 PV/T 系统应用分析的准确性，了解系统的实际热性能，以各月系统实测终水温度为基础，来确定各月热水系统集热温度的上限值，并以此计算过渡季和空调季各月的热负荷太阳能保证率。表 5-14 所示为确定的过渡季和过渡季的集热终水温及计算出的实际热负荷太阳能保证率上限。

表 5-14 过渡季和空调季的集热终水温及实际热负荷太阳能保证率上限

月　份	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月
T_i/℃	12	12	12	12	12	12	12
T_{end}/℃	25	27	30	38	39	39	30
f_w（%）	39	45	55	79	82	82	55

因此，综合表 5-13 和表 5-14，得出方案一系统的全年热负荷太阳能保证率，见表 5-15。

表 5-15 全年热负荷太阳能保证率

月　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
f_w（%）	49	63	60	39	45	55	71	73	65	55	50	43

（3）电负荷太阳能保证率　用太阳能光伏发电系统输出的电量，来满足建筑照明系统能耗及插座系统能耗，电负荷太阳能保证率的计算公式如下

$$f_e = \frac{H_T A_{pv} \eta_{pv}}{Q_e} \tag{5-19}$$

式中　f_e——电负荷太阳能保证率；

Q_e——建筑耗电量（MJ）；

H_T——热管式太阳能 PV/T 集热器斜面月平均辐射量（MJ/m^2）；

η_{pv}——光伏板年平均电效率，根据实验测试，取值 0. 11；

A_{pv}——热管式太阳能 PV/T 集热器光伏电池面积（m^2）。

表 5-16 为计算出的方案一系统全年电负荷太阳能保证率。

表 5-16　全年电负荷太阳能保证率

月　　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
f_e（%）	42	54	51	54	52	50	46	47	42	43	43	37

图 5-3 所示为方案一系统全年热负荷和电负荷太阳能保证率的逐月变化情况。从图中可以看出，方案一系统的热负荷太阳能保证率 4 月份最低，为 39%，其次为 12 月份 43%，最高为 8 月份 73%，全年平均为 55. 7%；电负荷太阳能保证率的变化趋势同太阳辐射量变化趋势相同，2 月份最高，12 月份最低，分别为 54% 和 37%，全年平均为 46. 8%。

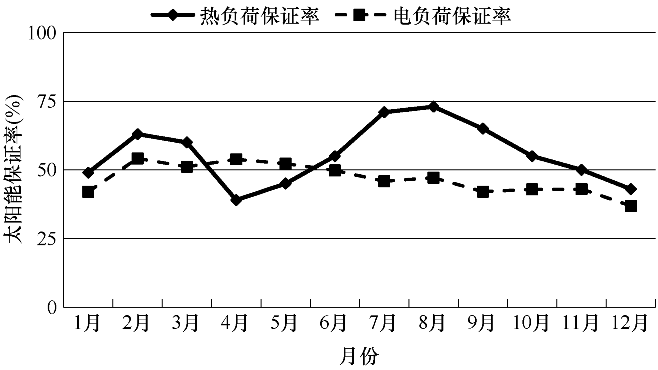


图 5-3　全年热负荷和电负荷太阳能保证率

2. 侧重满足冬季供暖负荷需求的方案分析

侧重满足冬季供暖负荷需求，即供暖季采用热管式太阳能 PV/T 热泵系统提供热量来满足供暖季月平均供暖负荷和热水负荷 50% 的热负荷需求。按照供暖季月平均供暖负荷和热水负荷 219.4MJ，太阳能保证率 50%，以及供暖季平均辐射量 15.89MJ/m^2，即可以得出方案二系统的集热面积为 24.89m^2。需要 YL200P-23b 型号的光伏产品数量为 25 块，总光伏电池面积为 29.20m^2，总集热面积为 30.82m^2。同样，考虑到热管式太阳能 PV/T 热水系统的实际运行情况，最终可以得出方案二系统全年的热负荷和电负荷太阳能保证率，见表 5-17。

表 5-17　热负荷和电负荷太阳能保证率

月　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
f_w（%）	46	60	56	39	45	55	79	82	82	55	48	41
f_e（%）	526	677	639	673	653	622	573	589	526	536	538	461

图 5-4 所示为方案二系统热负荷和电负荷太阳能保证率的逐月变化情况。从图中可以看出，由于选用的 PV 组件数量较多，方案二系统在过渡季和空调季各月都达到了热水负荷太阳能保证率上限值，最低为 4 月份 39%，最高为 9 月 82%，平均为 62%；方案二系统在供暖季的热负荷太阳能保证率最低为 12 月份 41%，最高为 2 月份 60%，平均为 50%；同时，方案二系统全年电负荷太阳能保证率也都非常高，几乎全都在 500% 以上，最高为 2 月份的 677%，最低为 12 月份的 461%，平均为 585%。

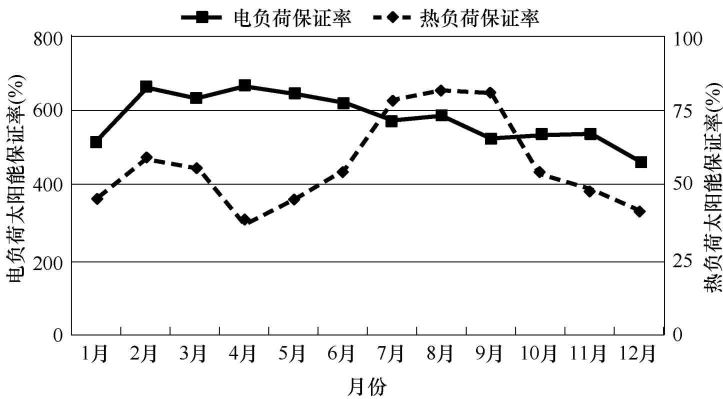


图 5-4　全年热负荷和电负荷太阳能保证率

3. 侧重满足全年电负荷需求方案分析

侧重满足全年电负荷需求，则是采用热管式太阳能 PV/T 系统输出电量，来满足年平均电负荷 100% 的电负荷需求。根据式（5-19）整理出光伏电池面积计算公式

$$A_{pv}=\frac{f_e Q_e}{H_T \eta_{pv}} \tag{5-20}$$

式中　f_e——电负荷太阳能保证率，此处取 1。

因此，按照年平均电负荷 2.50kW·h，太阳能保证率 100%，以及全年平均辐射量 16.35MJ/m^2 计算，即可以得出方案三系统的光伏面积为 5.00m^2。需要YL200P-23b 型号的光伏产品数量为 4 块，总光伏电池面积为 4.67m^2，总集热面积为 4.93m^2。由于方案三系统集热器容量较大，因此，方案三系统在冬季供给供暖负荷，则计算出方案三系统各月热负荷和电负荷太阳能保证率，见表 5-18。

表 5-18　热负荷和电负荷太阳能保证率

月　份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
f_w（%）	7	10	9	39	45	55	79	82	82	55	8	7
f_e（%）	84	108	102	108	105	100	92	94	84	86	86	74

图 5-5 为方案三系统热负荷和电负荷太阳能保证率的逐月变化情况。从图中可以看出，由于方案三系统集热器选型容量较大，方案三系统在过渡季和空调季的热负荷太阳能保证率同方案二都相同，最低在 4 月份为 39%，最高在 8、9 月份为 82%，平均为 62%；方案三系统在供暖季的热负荷太阳能保证率则都较低，2 月份最高，为 10%，12 月份最低，仅为 7%，平均为 8%；电负荷太阳能保证率，最高为 2 月份 108%，最低为 12 月份 74%，平均为 94%。

4. 方案比较

从以上方案分析可以发现：方案二系统，即使仅保证 50% 的冬季供暖负荷和热水负荷，需要的热管式太阳能 PV/T 集热器数量就高达 25 个，由于过渡季和空调季的生活热水需求有限，生产的生活热水大多无法利用，且初投资高，系统过大，占用屋顶面积较大，安装不便。而方案三系统，

虽然使用 4 块热管式太阳能 PV/T 集热器即可基本满足全年电负荷需求，但在供暖季的热负荷太阳能保证率最大仅为 10%，平均仅为 8%，冬季供暖效果不够理想，且在过渡季和空调季也同样产生过量的生活热水。而方案一系统，在仅使用 2 块热管式太阳能 PV/T 集热器的情况下，即可基本满足供暖季 50% 热水负荷需求，最低在 4 月份为 39%，最高在 8 月份为 73%，全年平均为 55. 7%；同时在满足全年热水负荷的情况下，还可以保证全年最低 37%，最高 54%，平均 46. 8% 的电负荷需求。因此，经过综合比较，认为方案一系统最经济可行、太阳能利用最有效、最便于实际利用。

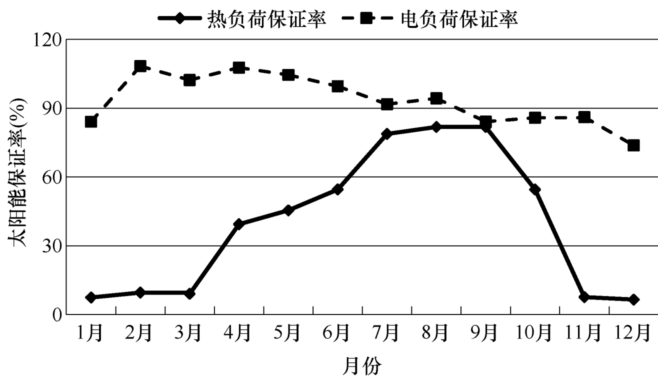


图 5-5　全年热负荷和电负荷太阳能保证率

5. 3. 4　经济和环境效益分析

根据上节的分析，最终确定方案一“侧重满足供暖季热水负荷需求”系统为在北京农村地区最实用的系统形式；因此，本节对方案一进行经济性分析和环境效益分析，以确定方案一的投资回收年限和环境效益。

1. 经济效益分析

一般工程在进行经济性能分析通常考虑资金的时间价值，即资金在不同的时间具有不同的价值，在周转使用中会由于时间的原因而形成价值差额[69]。但这种工程项目一般规模较大，初投资较高，成本回收期较长。而本章中农村住宅建造太阳能热水系统，规模较小，初投资也较小，不用考虑资金的时间价值；因此，采用附加投资回收年限法来进行系统的经济性

分析。

附加投资回收年限法计算公式

$$N = \frac{K}{A_J} = \frac{K}{A_E - C} \tag{5-21}$$

式中　N——回收年限（年）；

K——初投资（元）；

A_J——年净节约费用（元）；

A_E——年节约能源费用（元/年）；

C——年经营费用（元/年），由于系统较小，此处取0。

（1）应用方案初投资计算　热管式太阳能PV/T系统成本计算的项目通常包括：热管式太阳能PV/T集热器、集热水箱、水泵和管道、热泵等，热管式太阳能PV/T集热器成本包括PV组件、PV框架支撑、逆变器、PV/T增加的制造成本等。在方案一中三个热管式太阳能PV/T集热器都相同，因此，首先计算单个热管式太阳能PV/T集热器成本，见表5-19，再计算总成本，见表5-20。

表5-19　单个热管式太阳能PV/T集热器成本

项目	热管	PV组件	联箱	框架	逆变器	加工成本	总计
价格/元	220	1000	150	200	120	100	1840

表5-20　系统总成本

项目	水箱	水泵	管道	热泵机组	安装	集热器①	总计
价格/元	500	180	50	2000	100	3680	6510

① 热管式太阳能PV/T集热器。

（2）年节约能源费用计算

由于系统本身特性以及用户的需求限制，系统的实际产热量仅为用户实际可以使用即实际需要的热量。因此，按方案一系统实际热负荷太阳能保证率计算出系统各月实际集热量和输出电量，见表5-21。因此，相应可以计算出方案一系统的年总集热量为3368.8MJ和年输出电量为1527.7MJ，即424.4kW·h。

表 5-21 月平均集热量和输出电量

月 份	1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
Q_w/MJ	8.1	10.5	10.0	6.5	7.5	9.1	11.8	12.1	10.8	9.1	8.3	7.2
Q_{pv}/MJ	3.8	4.9	4.6	4.8	4.7	4.5	4.1	4.2	3.8	3.9	3.9	3.3

系统的能耗主要包括两部分：①水泵能耗，为全年能耗，以水泵额定功率 125W 和每天运行 8h 进行计算，为 1310.4MJ；②热泵机组能耗，则是根据系统额定 COP 值，再结合系统的额定蒸发换热量（即系统集热量)，换算而来，为 663.3MJ。因此，在不考虑电功转化损失的情况下，可以得出系统的年总耗电量为 1973.7MJ，即 548.2kW·h。

（3）回收年限计算　由于本系统设计采用电能作为辅助热源，电能转化为热能的效率取 0.9，则去掉系统年总耗电量后，系统的年总节省电量为 915.9kW·h。以北京地区 0.5 元/(kW·h）电价计算，可计算出方案一系统年节约能源费用为 458 元。因此，根据附加投资回收年限法计算公式最终可计算出方案一热管式太阳能 PV/T 系统的回收年限为 6510 元 ÷ 458 元 = 14.2 年。

一般太阳能系统使用寿命为 20 年，因此投资回收期在 20 年内[70]就被认为经济上可行。但 14.2 年的回收期显然太长，这主要是因为热管式太阳能 PV/T 热水系统尚处于试验阶段，技术不够成熟，热效率较低，单位集热面积可提供的热负荷较小，成本较高。但与此同时，这也是现行 PV/T 系统的通病。由于现行能源价格较低，单位面积可变成本较高，使得 PV/T 系统经济性较差，无法同传统的太阳能集热器相比。随着光伏电池组件及 PV/T 系统成本的降低，光电、光热转化效率的提高，从长远来看，PV/T 系统进一步发展的潜力巨大。

2. 环境效益分析

方案一年总节省电量为 915.9kW·h，按照火电厂系数 0.38 计算，可以求出输出相应的电能所消耗的热能为 8676.6MJ，转化为标煤（7000kcal/kg）约合 296.1kg，相应可减少 CO_2、SO_2 和烟尘排放量分别为 788kg/年、5.9kg/年和 3.0kg/年，按热管式太阳能 PV/T 系统整个寿命周期 20 年计分别为 15.7t、118.4kg 和 59.2kg。

5.4　本章小结

本章介绍热管式太阳能 PV/T 热水系统和热泵系统在北京农村地区典型住宅建筑应用，设计了三种侧重不同负荷需求的应用方案，并进行了全年工况分析，研究结果发现：

1）受自身特性限制，热管式太阳能 PV/T 系统热性能相对较差。对于北京农村地区面积约为 100m^2的典型住宅建筑，如果采用侧重满足供暖季生活热水负荷需求的方案，则系统全年热水负荷太阳能保证率最低为 39%，最高为 73%，全年平均为 55.7%；电负荷太阳能保证率最低为 37%，最高为 57%，全年平均为 46.8%。如果采用侧重满足冬季供暖负荷需求的方案，则系统全年热负荷太阳能保证率，过渡季和空调季最低为 39%，最高为 82%，平均为 62%；供暖季最低为 41%，最高为 60%，平均为 50%；全年电负荷太阳能保证率最低为 461%，最高为 677%，平均为 585%；如果采用侧重满足全年电负荷需求的方案，则系统过渡季和空调季热负荷太阳能保证率同方案二系统相同，供暖季热负荷太阳能保证率最低为 7%，最高仅为 10%，电负荷太阳能保证率最低为 74%，最高为 108%，平均为 94%。经过对比分析，认为方案一系统更适合北京农村地区使用。

2）热管式太阳能 PV/T 系统技术不成熟，回收期较长。对方案一系统进行经济效益和环境效益分析后发现，方案一系统采用三块热管式太阳能 PV/T 集热器，初投资约为 6510 元；在典型年气象数据下，其年输出热量为 3368.8MJ，年输出电量为 424.4kW·h，年耗电量为 548.2kW·h，转换为电量进行电价计算后，年节约能源费用为 458 元；回收期约为 14.2 年，回收期较长，当相对使用寿命为 20 年时，在经济上尚可行。将年节能量转化为标煤约合 0.296t，相应可减少 CO_2排放量 0.788t。

CHAPTER 6

第 6 章　结论与建议

6.1　结论

首先建立了热管式太阳能 PV/T 热水系统的实验装置，并对该装置进行了实验测试；在热管式太阳能 PV/T 热水系统实验装置的基础上，搭建了热管式太阳能 PV/T 热泵系统的实验装置，并分别测试了该装置的供热模式和集热模式在晴天工况和阴天工况的性能。然后，建立了热管式太阳能 PV/T 热泵系统的数学模型，该模型由动态的热管式太阳能 PV/T 集热系统数学模型和静态热泵系统数学模型组成，利用实验数据对建立的数学模型进行了验证，并分别分析了太阳辐射强度、室外空气温度和冷凝器入口水温对系统性能的影响。最后，基于验证过的数学模型增加了热管式太阳能 PV/T 集热器的数量，更换了大容量的压缩机，并对系统进行了结构的优化分析，分别分析了光伏电池的覆盖率、背板吸收率和热管的间距对系统性能的影响。得到以下结论：

1）热管式太阳能 PV/T 热水系统具有良好的光电、光热性能。当全天太阳辐射总量为 16.7 ~ 22.3MJ/m^2 时，系统全天总集热量为 7.4 ~ 9.0MJ，全天总输出电量为 0.67 ~ 0.76kW · h，系统平均光热效率为 32.9% ~ 36.2%，平均光电效率为 10.4% ~ 14.1%，考虑电、热能量品位差别时的系统光电光热综合效率为 58.9% ~ 71.3%。热管式太阳能 PV/T 热水系统电

性能和热性能的影响因素有太阳辐射照度、室外空气温度、循环水水温以及流量等。通过求取不同影响因素下有效数据中各项参数平均值，并经过分析处理得出：系统的热性能随太阳辐射照度的增强而增加，电功率随太阳辐射照度的增加而增加，但是电效率却呈现降低的趋势；随着室外空气温度的升高，系统的热性能呈现上升的趋势，但是系统的电性能呈现降低的趋势；随着联箱入口水温的升高，系统的热性能呈现下降的趋势，但是联箱入口水温对系统电性能的影响很小。

2）热管式太阳能 PV/T 热泵系统在供热和集热两种模式下，晴天工况比阴天工况有更高的热功率、电功率、冷凝换热量和 COP，但是热效率和电效率较低；在集热模式下，晴天工况时冷凝侧水箱中水的最终温度高于阴天工况；实验组的电性能不论是在晴天工况还是在阴天工况下都高于对照组的电性能。

3）建立的数学模型可以较为准确地预测热管式太阳能 PV/T 热泵系统的性能。模拟值与实验值的相对误差为 −14.9% ~11.5%，模拟值与实验值较为吻合。并且该模型能较为详细地预测热管式太阳能 PV/T 集热器和热泵系统的各个参数，如各个部件的温度、水的温度和制冷剂的状态参数。

4）对于热管式太阳能 PV/T 热泵系统，太阳辐射照度的增加，会增加系统的热功率、电功率和热泵的性能，但是会降低系统的热效率、电效率、综合效率和㶲效率；系统的热功率、热效率和热泵的性能随室外空气温度的升高而升高，而电功率、电效率和㶲效率随室外空气温度的升高而降低，室外空气温度对系统的综合效率影响较小；冷凝器入口水温的升高会降低热泵的性能，但是系统的热电性能、综合效率和㶲效率受冷凝器入口水温的影响较小。

5）现有实验装置的 COP 等性能低于期望值，存在热泵系统与热水系统不匹配的问题，经研究发现 1kW 制冷量的热泵可以匹配的热管式太阳能 PV/T 集热器的面积约为 $3m^2$。在热管式太阳能 PV/T 热泵系统中，增加光伏电池覆盖率，会使系统的热功率、热效率、冷凝换热量、压缩机功率和 COP 降低，但会增加系统的电功率、电效率、综合效率、㶲效率和 $COP_{PV/T}$；增加背板吸收率，会使系统的热性能、综合效率和热泵的 COP 升高，但是会降低系统的电性能、㶲效率和 $COP_{PV/T}$；热管间距的减小会全面

提高系统的性能，但是在一定程度上增加成本。

6）基于北京农村地区某典型住宅建筑的热电需求，结合热管式太阳能 PV/T 热泵系统的应用，提出了分别侧重满足全年生活热水负荷、供暖季供暖负荷、全年用电负荷的三种设计方案，对三种方案进行了全年工况计算与比较，结合实际情况，选择最优方案（侧重满足全年生活热水负荷的方案）进行了经济效益和环境效益分析。系统全年热负荷太阳能保证率为 55.7%，电负荷太阳能保证率为 46.8%，回收期为 14.2 年，每年每户节约标煤约 0.296t，年减排 CO_2 约 0.788t。

6.2 系统运行策略

1）晴天时，阳光充足，热管式太阳能 PV/T 集热器可单独运行，利用蒸发侧水箱直接集热，热泵关闭。

2）阴天时，热管式太阳能 PV/T 集热器单独运行所集热量较少，需开启热泵，热管式太阳能 PV/T 集热器与热泵联合运行，利用冷凝侧水箱进行集热。

3）连续阴雨天，热泵与热管式太阳能 PV/T 集热器联合运行，并且需在水冷式蒸发器侧并联风冷式蒸发器，风冷式蒸发器置于室外与热管式太阳能 PV/T 集热器共同为热泵集热。

6.3 不足与展望

基于实验测试和数值模拟对热管式太阳能 PV/T 系统的性能进行了研究，研究结果与预期基本相同，但是在研究过程中存在以下不足：

1）在实验台的搭建过程中，热管式太阳能 PV/T 集热器由成品的光伏板手工加工而成，并非厂家定做，所以系统的性能有较大的提升空间。

2）测试过程中，太阳辐射照度和室外空气温度为不可控因素，测试结果扰动较大，若条件允许可采用太阳能模拟光源，以得到更多有效数据。

热管式太阳能 PV/T 集热器的模型为一维动态数学模型，计算精度有所影响，可采用三维动态模型进行计算。

参 考 文 献

［1］ Rath Bhakta B，Marder James M. Powering the future：does the fuel gage read empty ［J］．Adfvanced Materials Progrsses，2007，165（1）：28-29.

［2］ Andtea Vaona. The effect of renewable energy generation on import demand ［J］．Renewable Energy，2016，87：354-359.

［3］ S A Kalogirou，Y Tripanagnostopoulos. Industrial application of PV/T solar energy systems ［J］．Applied Thermal Energy，2007，27：1259-1270.

［4］ G K Singh. Solar power generation by PV（photovoltaic）technology：A review ［J］．Energy，2013，53：1-13.

［5］ Henrik Lund. Renewable energy strategies for sustainable development ［J］．Energy，2007，32：912-919.

［6］ 孙健，施明恒．抛物面聚光太阳能 PV/T 系统的热电性能分析［J］．太阳能学报，2009，30（11）：1513-1518.

［7］ Véronique Vasseur，René Kemp，et al. The adoption of PV in the Netherlands：A statistical analysis of adoption factors ［J］．Renewable and Sustainable Energy Reviews，2015，41：483-494.

［8］ Marcelo Pinho Almeida，Oscar Perpiñán，Luis Narvarte. PV power forecast using a nonparametric PV model ［J］．Solar Energy，2015，115：354-368.

［9］ Srinivasa Rao Potnuru，Dinesh Pattabiraman，et al. Positioning of PV panels for reduction in line losses and mismatch losses in PV array ［J］．Renewable Energy，2015，78：264-275.

［10］ 李思琢．太阳能光伏板热电性能的影响研究［D］．北京：北京建筑大学，2014.

［11］ 荆树春，朱群志，等．采用铝方管结构的光伏光热一体化系统的研究［J］．太阳能学报，2014，9（35）：1639-1645.

［12］ 穆志君，关欣，等．太阳能光伏光热一体化系统运行试验研究［J］．节能技术，2009，27（5）：445-465.

［13］ 穆丽娟，朱群志，等．非晶硅 PV/T 系统的结构方式对性能的影响［J］．太阳能学报，2011，32（10）：1455-1460.

［14］ 崔文智，于松强，等．聚光型光伏光热系统热电性能分析［J］．重庆大学学报，2009，32（1）：86-90.

[15] Ruobing Liang, Jili Zhang. Performance evaluation of new type hybrid photovoltaic/thermal solar collector by experimental study [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 75: 487-492.

[16] T T Chow. Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicithynamic model [J]. Solar Energy, 2003, 75: 143-152.

[17] 季杰，陆剑平，等. 一种新型全铝扁盒式 PV/T 热水系统 [J]. 太阳能学报，2006，27（8）：765-773.

[18] 刘仙萍，饶政华，等. 太阳能光伏/光热复合集热器能量转换性能的数值模拟 [J]. 中南大学学报，2013，44（6）：2554-2560.

[19] 李光明，刘祖明，等. 新型 PV/T 太阳能利用复合系统的实验研究 [J]. 中国电机工程学报，2013，33（17）：83-89.

[20] 魏潇. 光伏光热一体化蛇管型 PV/T 组件不同弯曲方向性能比较并优化 [J]. 才智，2012（3）：59-61.

[21] 吴婷. 水冷型 PV/T 围护结构传热特性研究 [D]. 大连：大连理工大学，2016.

[22] Busiso Mtunzi, Edson L Meyer. Design and implementation of a directly cooled PV/T [J]. Journal of Engineering, Design and Technology, 2015, 13 (3): 369-379.

[23] F Saeedi, F Sarhaddi, A Behzadmehr. Optimization of a PV/T (photovoltaic/thermal) active solar still [J]. Energy, 2015, 87: 142-152.

[24] F Sobhnamayana, F Sarhaddia, et al. Optimization of a solar photovoltaic thermal (PV/T) water collector based on exergy concept [J]. Renewable Energy, 2014, 68: 356-365.

[25] Felipe Crisostomoa, Robert A Taylora, et al. Experimental testing of SiNx/SiO_2 thin film filters for a concentrating solar hybrid PV/T collector [J]. Renewable Energy, 2014, 72: 79-87.

[26] Moradi, Kamran, Ali Ebadian. A review of PV/T technologies: Effects of control parameters [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 64: 483-500.

[27] 吴双应，张巧玲，等. 采用热管冷却技术的太阳能光伏电-热一体化系统性能分析 [J]. 中国电机工程学报，2011，32（31）：137-144.

[28] Pei Gang, FuHuide. A numerical and experimental study on a heat pipe PV/T system [J]. Solar Energy, 2011, 85 (5): 911-921.

[29] Meysam Moradgholi, Seyed Mostafa Nowee, Iman Abrishamchi. Application of heat pipe in an experimental onvestigation on a novel photovoltaic/thermal (PV/T) system [J]. Solar Energy, 2014, 107: 82-88.

[30] 朱绘娟，裴刚．不同管间距热管 PV/T 系统中光电/光热性能的对比研究 [J]. 太阳能学报，2013，34（7）：1172-1176.

[31] Meysam Moradgholi，Seyed Mostafa Nowee. Application of heat pipe in an experimental investigation on a novel photovoltaic/thermal（PV/T）system [J]. Solar Energy，2014，107：82-88.

[32] Pei Gang，Fu Huide，et al. Performance study and parametric analysis of a novel heat pipe PV/T system [J]. Energy，2012，37（1）：384-395.

[33] Pei Gang，Fu Huide，et al. Annual analysis of heat pipe PV/T systems for domestic hot water and electricity production [J]. Energy Conversion and Management，2012，56：8-21.

[34] Wu Shuang-Ying. A heat pipe photovoltaic/thermal（PV/T）hybrid system and its performance evaluation [J]. Energy and Buildings，2011，43（12）：3558-3567.

[35] F Sobhnamayana，F Sarhaddia. Optimization of a solar photovoltaic thermal（PV/T）water collector based on exergy concept [J]. Renewable Energy，2014，68：356-365.

[36] Bouzoukas Asterios. New approaches for cooling photovoltaic/thermal（PV/T）systems [D]. London：University of Nottingham，2008.

[37] Hongbing Chen，Saffa B Riffat. Experimental study on a hybrid photovoltaic/heat pump system [J]. Applied Thermal Engineering，2011，31（17）：4132-4138.

[38] 裴刚，季杰．PV/T 太阳能热泵系统的性能研究 [J]. 中国工程科学，2006，8（9）：49-56.

[39] R S Kamel，Fung A. Theoretical Estimation of the Performance of a Photovoltaic-Thermal Collector（PV/T）System Coupled with a Heat Pump in a Sustainable House in Toronto [J]. ASHRAE Transactions，2014，120（1）：179-191.

[40] Ji Jie，HeHanfeng. Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer，2009，52（5-6）：1365-1373.

[41] Fu Yu. Investigation of solar assisted heat pump system integrated with high-rise residential buildings [D]. London：University of Nottingham，2014.

[42] Chen Hongbing，Wei Ping. Comparative Study on Hybrid PV/T Heat Pump Systems Using Different PV Panels [C]. 2nd International Conference on Structures and Building Materials，2012.

[43] Antonio Joyce，Luis Coelho. A PV/T and heat pump basedtrigeneration system model for

residential applications［C］. ISES Solar World Congress，2011，1（5）：1-12.

［44］Zhang Xingxing，Zhao Xudong，Xu Jihuan，et al. Dynamic performance of novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system［J］. Applied Energy，2014，114：335-352.

［45］符慧德. 热管式光伏光热综合利用系统的理论和实验研究［D］. 合肥：中国科学技术大学，2012.

［46］王远鹏，徐荣吉，林明峰. 工质为 R134a 绝热型毛细管数值模拟［J］. 制冷与空调，2008，22（1）：84-87.

［47］丁国良. 制冷空调装置仿真与优化［M］. 北京：科学出版社，2001.

［48］张抗. 小型热泵的仿真研究［D］. 合肥：合肥工业大学，2010.

［49］王胜贤，秦萍. 地源热泵系统的方正模型研究［J］. 浙江工商职业技术学院学报，2005，5（1）：51-54.

［50］杨鹏. 基于 TRNSYS 地源热泵系统模型的建立与应用［D］. 邯郸：河北工程大学，2012.

［51］曲云霞，李安桂，等. 闭环地源热泵系统建模［J］. 西安建筑科技大学学报，2007，39（2）：235-244.

［52］曲云霞. 地源热泵系统模型与仿真［D］. 西安：西安建筑科技大学，2004.

［53］A C Cleland. Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties：extension to include R134a［J］. International Journal of Refrigeration，1994，17（4）：245-249.

［54］谢淑萍，金苏敏，汤新敏. 板式冷凝器的模拟仿真模型［J］. 流体机械，2009，37（4）：83-85.

［55］Y Y Yan，H C Lio，T F Lin. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger［J］. International Journal of Heat and Mass Transfer，1999，42（6）：993-1006.

［56］裴刚. 光伏—太阳能热泵系统及多功能热泵系统的综合性能研究［D］. 合肥：中国科学技术大学，2006.

［57］廉乐明，谭羽非，吴家正，等. 工程热力学［M］. 5 版. 北京：中国建筑工业出版社，2006.

［58］周晋，晏刚，吴业正. 北京地区的太阳辐射分析［J］. 太阳能学报，2005，26（6）：712-716.

［59］叶欣. 太阳能驱动温湿度独立控制空调在北京地区的适用性评估与系统设计研究［D］. 兰州：兰州理工大学，2010.

[60] 许威，罗淑湘，李俊领，等．北京农村建筑节能基准建筑研究［J］．建设科技，2011，（3）：53-55.
[61] 高建卫，朱能，叶建东．北京农村地区居住建筑的适用节能措施分析［J］．天津大学学报：社会科学版，2009，11（5）：420-421.
[62] GB 50015—2003 建筑给水排水设计规范（2009 年版）［S］．北京：中国计划出版社，2010.
[63] 国务院人口普查办公室，国家统计局人口和就业统计司．中国 2010 年人口普查资料［M］．北京：中国统计出版社，2012.
[64] 中国气象局气象信息中心气象资料室，清华大学建筑技术科学系．中国建筑热环境分析专用气象数据集［DB/CD］．北京：中国建筑工业出版社，2005.
[65] 刘少亮．河北地区农村住宅太阳能供热系统研究［D］．邯郸：河北工程大学，2012.
[66] 曹雯，申双和．我国太阳日总辐射计算方法的研究［J］．南京气象学院学报，2008，31（4）：587-591.
[67] 胥良．地表斜面上辐射量的计算［J］．云南民族学院学报：自然科学版，2001（4）：492-493.
[68] 刘建华，刘小芳，马旭东，等．天津市太阳能热水系统设计中保证率取值的分析［J］．中国给水排水，2013，29（6）：33-38.
[69] 石金凤．村镇住宅建筑太阳能供热系统技术经济分析［D］．西安：西安建筑科技大学，2009.
[70] 王宝群，姚强，等．光伏/光热（PV/T）系统概况与评价［J］．太阳能学报，2009，30（2）：193-200.
[71] 章熙民，任泽霈，梅飞明．传热学［M］．北京：中国建筑工业出版社，2007.
[72] 汤志远，丁国良．采用板式换热器的水源热泵系统性能仿真［C］．上海市制冷学会学术年会论文集．2009.
[73] 谭周芳，刘剑锋．空调器模拟设计中的压缩及性能拟合［J］．制冷，1997，58（1）：18-22.

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
服务咨询热线：010-88361066
读者购书热线：010-68326294
010-88379203
网络服务
机工官网：www.cmpbook.com
机工官博：weibo.com/cmp1952
金书网：www.golden-book.com
教育服务网：www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版



机械工业出版社微信公众号

ISBN 978-7-111-56749-3
策划编辑◎刘涛



定价：35.00元